

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN DIGESTOR COOKER PARA PROCESAR
RESIDUOS GENERADOS EN EL FAENAMIENTO DE POLLOS.**

MARCO VINICIO CHANO CRIOLLO

DIRIGIDO POR:

ING. PATRICIO QUITIAQUEZ

QUITO, ABRIL - 2013

DECLARACIÓN

Yo, Marco Vinicio Chano Criollo, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentada por ningún grado o calificación profesional y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la ley de propiedad intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Marco Chano.

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Marco Vinicio Chano Criollo, bajo mi supervisión.

Ing. Patricio Quitiaquez
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que contribuyeron al desarrollo de este proyecto, en especial al Ing. Patricio Quitiaquez por su excelente dirección en este trabajo.

Y a todas las personas que sin ser mencionadas formaron parte del apoyo incondicional durante el desarrollo del presente trabajo.

Marco V. Chano C.

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a Dios, por la guía que cada momento brinda en especial en los momentos difíciles de la vida.

A toda mi familia en especial a mis padres Luis y Zoila; a mis hermanos por el apoyo incondicional que me brindaron en todo momento.

A mi Esposa e Hijos ya que gracias al sacrificio y motivación pude llegar a la meta.

A mis tías: Guillermina, Enma, Mariana y a todas las demás personas que no puedo enumerar, por guiarme por el camino del bien, solo quiero decirles gracias familia.

MARCO

1. Tema

Diseño y simulación de un digestor cooker para procesar residuos generados en el faenamiento de pollos.

1.1. Planteamiento del problema.

En el cantón Rumiñahui y en la mayor parte del Ecuador existen procesadoras de pollos de tipo artesanal, las mismas que no poseen la tecnología ni los recursos económicos necesarios para tratar los residuos que se generan en su producción; a diferencia de las grandes industrias las que, ya sea por normativas municipales o reglamentos propios de la empresa, realizan una producción limpia que consiste en procesar los residuos orgánicos para utilizarlos y minimizar la contaminación ambiental.

Una procesadora artesanal faena alrededor de 4800 pollos pelados al mes, lo que genera un desperdicio del 15% y 20% entre plumas, sangre y vísceras con respecto al peso vivo; si esto se lo cuantifica, se tiene que 4800 pollos por 5 libras (peso promedio de cada pollo) el resultado es de 24000 libras de pollo procesado al mes, de esta cantidad se calcula que el residuo generado de esta producción es de aproximadamente 3600 a 4800 libras de residuos de los cuales un 40% son depositados en ríos y quebradas sin tratamiento alguno, y el 60% de los mismos se los utiliza cocinándolos sin ningún proceso ni tratamiento, lo cual conlleva a una mala utilización de recursos.

Solo en la parroquia San Pedro de Taboada existen alrededor de 10 procesadoras artesanales y si se analiza la cantidad de contaminación que se genera mensualmente se obtienen unas 48000 libras.

Durante el proceso de faenamiento de pollos, parte de los residuos que se producen son: sangre, vísceras y plumas. Los dos primeros son cocinados y utilizados para la alimentación de animales, sin dar ningún tratamiento

preliminar, mientras que las plumas son almacenadas en fosas naturales para la elaboración de abono orgánico.

La finalidad de esta tesis es diseñar una máquina deshidratadora de vísceras y sangre “digestor cooker”; una solución económica y accesible para los pequeños procesadores con el fin de aprovechar todos los recursos que actualmente se eliminan y consideran como desperdicios, para que sean utilizados, y en consecuencia representen una rentabilidad adicional.

2. Justificación.

En la parroquia San Pedro de Taboada, cantón Rumiñahui existen 10 procesadoras de pollo de tipo artesanal en las que actualmente sus residuos (sangre y vísceras) no son tratados, y un 40% de los mismos son arrojados al río.

Al realizar el diseño y simulación de esta máquina se pretende procesar los desperdicios con un bajo costo de inversión.

El proyecto ayudará económicamente, ya que éste subproducto servirá como alimento para el consumo de animales o a su vez comercializarlo a los agricultores como abono orgánico.

Con ello se evitará que los residuos producidos sean una fuente de contaminación hacia el medio ambiente.

Con el diseño de esta máquina serán beneficiados los procesadores artesanales y el medio ambiente del sector, logrando así un desarrollo económico sustentable, permitiendo el progreso social del sector, con una producción limpia y la prevención de la contaminación ambiental.

3. Objetivo

3.1. Objetivo general:

- Diseño y simulación de un digestor cooker para procesar 300 litros de residuos que se generan en el faenamiento de pollos.

3.2. Objetivo específico.

- Diseñar una máquina artesanal para deshidratar 300 litros de residuos.
- Simular gráficamente la construcción de la máquina.
- Analizar un proceso comparativo en empresas similares dedicadas al procesamiento de pollos.
- Diseñar utilizando normas, referencias técnicas, equipos, materiales e insumos existentes en el mercado nacional.
- Elaborar los planos general y de despiece de la máquina.

4. Hipótesis.

4.1. Hipótesis general.

- Mediante el diseño de la máquina se podrá utilizar el 80% de los residuos que deja el proceso, con el propósito de darles un tratamiento técnico.

4.2. Hipótesis específica.

- La cantidad de vísceras y litros de sangre que se produce durante el faenamiento son residuos que en la actualidad no se consideran como útiles por lo tanto no tienen ningún tratamiento.
- Cumplir con los requerimientos, normas y parámetros técnicos de buenas prácticas de manejo ambiental.
- En la simulación se observará el ensamblaje y operación elemental.

5. Alcance.

- En la presente tesis se propone diseñar y simular una máquina que sea capaz de deshidratar sangre y vísceras para un volumen de 300 litros, aplicando normas de control ambiental, para la obtención de subproductos para la alimentación animal.
- Se realizará un estudio de materiales óptimos para el mecanismo.
- Se elaborarán los planos constructivos del mecanismo.
- Se ejecutará una simulación gráfica del ensamble de la máquina.

6. Metodología:

6.1. Método de investigación de campo.

“La investigación de campo es la actividad científica que se lo realiza en los lugares en donde se están desarrollando los acontecimientos, por lo que, este tipo de investigación conduce al contacto directo con los sujetos y objetos del estudio.

El trabajo en campo explora, observa y estudia el fenómeno en sí. Este trabajo se realiza a manera de encuesta que incumbe a personas, a hechos reales o a fenómenos.”¹

Dentro del cantón Rumiñahui se recopilará información de procesadoras de pollos las cuales se mantendrá en reserva. Esta información se utilizará en el desarrollo de la presente tesis.

6.2. Método de investigación bibliográfica y documental.

“La investigación documental consiste en el análisis de las fuentes documentales como las enciclopedias, los diccionarios especializados, toda clase de libros y revistas científicas, etc., que sirven de apoyo a la investigación proyectada.”³

Para el diseño se partirá del análisis de materiales, presupuesto y selección de elementos y/o partes estandarizados, además del volumen total de residuos que se genera, con una capacidad de incremento de volumen a futuro.

Mediante el uso de documentación referida al diseño mecánico y al uso de catálogos se seleccionarán los componentes de acuerdo a su costo y aplicación, además en lo referido al tipo de materiales se estudiará la posibilidad del uso de materiales alternativos que proporcione mejor funcionalidad.

¹Tomado: Método y técnicas de investigación Abraham Gutiérrez Martínez, editorial Época. 1985

²Idem 1

³Idem 2

6.3. Método deductivo.

“El método deductivo sigue un proceso sintético – analítico, se presentan conceptos, principios, definiciones, leyes o normas generales, de las cuales se extraen conclusiones o consecuencias en las que se aplican; o se examinan casos particulares sobre la base de las afirmaciones generales presentadas.”⁴

Partiendo del proceso de faenamiento y de cómo se utilizan los residuos generados actualmente se analiza la manera de diseñar un digestor que permita utilizar los residuos, aplicando los principios científicos para su proceso.

⁴Tomado: Nociones de metodología de investigación científica, Francisco Leiva Zea, Tercera edición, 1984

INDICE

DECLARACIÓN	II
CERTIFICACIÓN	III
AGRADECIMIENTO	IV
DEDICATORIA	V
1. Tema	VI
1.1. Planteamiento del problema.	VI
2. Justificación.	VII
3. Objetivo.....	VIII
3.1. Objetivo general:.....	VIII
3.2. Objetivo específico.....	VIII
4. Hipótesis.....	VIII
4.1. Hipótesis general.	VIII
4.2. Hipótesis específica.	IX
5. Alcance.....	IX
6. Metodología:	IX
6.1. Método de investigación de campo.....	IX
6.2. Método de investigación bibliográfica y documental.	X
6.3. Método deductivo.....	XI
INDICE.....	XII
INDICE DE TABLAS	XXII
INDICE DE ANEXOS.....	XXIII
GLOSARIO DE TÉRMINOS	XXIV
CAPITULO I.....	1
1. Generalidades	1

1.1.	Introducción	1
1.2.	Proceso y aprovechamiento de sub productos en el faenamiento de pollos.....	3
1.2.1.	Proceso de faenamiento para pollos.	3
1.2.1.1.	Recepción y Estancia	3
1.2.1.2.	Sacrificio.....	3
1.2.1.3.	Desplumado	4
1.2.1.4.	Limpieza	5
1.2.1.5.	Lavado e inspección.....	5
1.3.	Tipos de harinas de sub productos	6
1.3.1.	Harina de sangre	6
1.3.2.	Harina de vísceras.....	8
1.3.3.	Harina de vísceras, sangre y plumas.....	9
1.4.	Valor nutritivo de harinas	11
1.4.1.	Composición de los balanceados para animales.....	11
1.5.	Análisis de alternativas	12
1.5.1.	Eliminación directa de los residuos.....	12
1.5.2.	Utilización de los residuos como alimento de cerdos	12
1.5.3.	Enterrar los residuos en fosas	13
1.5.4.	Elaboración de harina mediante la utilización de los residuos.....	13
1.6.	Comparación entre el procesamiento manual y el digestor cooker...	13
1.7.	Principio del digestor cooker	14
1.7.1.	Ventajas del empleo del digestor	14
1.7.2.	Desventajas del empleo del digestor	15
	CAPÍTULO II.....	16

2. Cálculo y diseño del mecanismo	16
2.1. Generalidades.....	16
2.2. Materiales a ser utilizados.....	16
2.2.1. Acero inoxidable	16
2.2.2. Usos del acero inoxidable.....	17
2.2.3. Composición química y características del acero inoxidable: 304 y 316.	18
2.3. Dimensiones del digestor cooker	19
2.4. Capacidad de carga (volumen)	20
2.5. Diseño del tanque	20
2.6. Diseño de tapas bridadas	23
2.6.1. Tapa A	23
2.6.2. Tapa B	24
2.7. Diseño del eje	25
2.7.1. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante	31
2.7.2. Momento torsor.....	31
2.7.3. Solución considerando cargas dinámicas.....	33
2.7.4. Factor de superficie	34
2.7.5. Factor de tamaño.....	34
2.7.6. Factor de confiabilidad.....	34
2.7.7. Factor de temperatura	34
2.7.8. Factor de modificación por concentración de esfuerzos concentración	34
2.8. Selección de rodamientos.....	37
2.9. Selección del sello mecánico	39
2.10. Cálculo de la potencia necesaria para la agitación.....	40

2.11.	Diseño del sistema de transmisión	43
2.11.1.	Transmisión por reductor.....	44
2.11.2.	Transmisión por poleas trapeciales	44
2.12.	Número de bandas	50
2.13.	Selección de la polea.....	50
2.14.	Factor de seguridad.....	51
2.15.	Diseño de pernos en las bridas	52
2.16.	Diseño de las paletas.....	64
2.17.	Diseño de la estructura	72
2.17.1.	Peso de la sangre:.....	73
2.17.2.	Peso del cuerpo:.....	73
2.17.3.	Peso de las bridas	74
2.17.4.	Peso del eje.....	75
2.17.5.	Peso de las paletas	75
2.17.6.	Peso de la polea.....	77
2.18.	Diseño de las silletas	77
2.19.	Análisis térmico.....	82
2.19.1.	Volumen de aire requerido en el proceso	82
2.19.2.	Cálculo del calor requerido	84
2.19.3.	Calor para la generación de aire caliente	85
2.19.4.	Calor para calentar la cámara del digestor	87
2.19.5.	Cálculo de la pérdida de calor	89
2.19.6.	Circuito Térmico:	90
2.19.7.	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección (he), en el exterior del digestor	92

2.19.8.	Cálculo de Coeficiente de transferencia de calor por convección (hi) en el interior del digestor	94
2.19.9.	Cálculo del espesor del aislante	95
2.20.	Selección del quemador	99
2.21.	Cálculo de la chimenea.....	103
2.21.1.	Pérdidas de presión en la chimenea	103
2.21.2.	Caída de presión en codos.....	108
2.22.	Análisis de soldadura.....	110
2.22.1.	Soldadura del cilindro de presión	110
2.22.2.	Soldadura de la paleta.....	113
2.22.3.	Soldadura paleta – platina	114
2.22.4.	Soldadura platina - eje.....	119
2.22.5.	Soldadura de la Silleta.....	126
2.23.	Análisis de tensión con programa de simulación de cargas brida 1	127
2.23.1.	Propiedades del estudio	127
2.23.2.	Propiedades de material.....	128
2.23.3.	Cargas y restricciones	130
2.23.4.	Resultados del estudio	131
2.23.5.	Conclusión.....	133
2.24.	Análisis de tensiones de brida 2	134
2.24.1.	Propiedades del estudio	134
2.24.2.	Propiedades de material.....	135
2.24.3.	Cargas y restricciones	136
2.24.4.	Resultados del estudio	137
2.24.5.	Conclusión.....	140

2.25.	Análisis de tensiones de cilindro	141
2.25.1.	Propiedades del estudio	141
2.25.2.	Propiedades de material.....	142
2.25.3.	Cargas y restricciones	143
2.25.4.	Resultados del estudio	145
2.25.5.	Conclusión.....	147
2.26.	Análisis de tensiones de Eje	148
2.26.1.	Propiedades del estudio	148
2.26.2.	Propiedades de material.....	149
2.26.3.	Cargas y restricciones	150
2.26.4.	Resultados del estudio	152
2.26.5.	Conclusión.....	155
2.27.	Análisis de tensiones de Paleta	156
2.27.1.	Propiedades del estudio	156
2.27.2.	Propiedades de material.....	157
2.27.3.	Cargas y restricciones	158
2.27.4.	Resultados del estudio	159
2.27.5.	Conclusión.....	162
CAPITULO III		163
3.	Costos.....	163
3.1.	Conceptos fundamentales en análisis de costos	163
3.1.1.	Costos totales de un proyecto	163
3.1.2.	Precio de una obra	163
3.1.3.	Precio unitario.....	163
3.1.4.	Concepto de trabajo	164

3.1.5.	Costos directos	164
3.1.6.	Costos totales de un proyecto	164
3.1.7.	Utilidad real	165
3.1.8.	Características de los costos unitarios.....	165
3.2.	Costos directos	165
3.2.1.	Cálculo de los costos directos	165
3.2.1.1.	Costos de Diseño y mano de obra	165
3.2.1.2.	Costos de materiales y equipos.....	166
3.2.1.3.	Costos de Transporte	172
3.2.1.4.	Costos directos totales	172
3.3.	Costos indirectos.....	173
3.3.1.	Gastos administrativos.....	173
3.4.	Costo total del proyecto	174
CONCLUSIONES.		175
RECOMENDACIONES.....		176
BIBLIOGRAFÍA		177
ANEXOS		
PLANOS		
MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO		
TABLAS		
PROFORMAS		

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sacrificio de aves.....	4
Figura 2. Desplumado de aves	5
Figura 3. Limpieza de aves	5
Figura 4. Lavado e inspección	6
Figura 5. Proceso de harina de sangre.....	7
Figura 6. Proceso de harina de vísceras	9
Figura 7. Proceso de harina de vísceras, sangre y plumas	10
Figura 8. Tanque.....	21
Figura 9. Tapa bridada A	24
Figura 10. Tapa bridada B	25
Figura 11. Diagrama de cuerpo libre.....	25
Figura 12. Cálculo del momento máximo.....	26
Figura 13. Cálculo del momento máximo.....	27
Figura 14. Cálculo del momento máximo.....	28
Figura 15. Cálculo del momento máximo.....	29
Figura 16. Cálculo del momento máximo.....	29
Figura 17. Cálculo del momento máximo.....	30
Figura 18. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante.....	31
Figura 19. Dimensiones de paleta	32
Figura 20. Reducciones de eje	35
Figura 21. Rodamiento	38
Figura 22. Sello mecánico	39
Figura 23. Sello mecánico	40

Figura 24. Característica de la potencia frente el Reynolds.....	42
Figura 25. Diseño de pernos en las bridas	53
Figura 26. Diseño de pernos en las bridas	53
Figura 27. Área de materiales.....	60
Figura 28. Carga de la paleta.....	67
Figura 29. Carga de la paleta.....	69
Figura 30. Carga en platinas.....	70
Figura 31. Viga.....	71
Figura 32. Diseño Estructura	72
Figura 33. Diseño de silletas.....	78
Figura 34. Esquema de la silleta.....	80
Figura 35. Proceso sin recirculación	85
Figura 36. Temperaturas del digestor	89
Figura 37. Aislante	90
Figura 38. Circuito térmico	90
Figura 39. Curvas de trabajo de Quemadores Ecoflan	102
Figura 40. Quemadores	103
Figura 41. Esquema de la chimenea en el digestor	104
Figura 42. Coeficiente de pérdida.....	109
Figura 43. Cordón de soldadura	110
Figura 44. Cordones de soldadura en la paleta	114
Figura 45. Brida1-Estudio 1-Tensiones.....	131
Figura 46. Brida1-Estudio 1-Desplazamientos.....	132
Figura 47. Brida1-Estudio 1-Deformaciones unitarias.....	132
Figura 48. Brida1-Estudio 1-Factor de seguridad	133

Figura 49. Brida2-Estudio 1-Tensiones.....	138
Figura 50. Brida2-Estudio 1-Desplazamientos.....	139
Figura 51. Brida2-Estudio 1-Deformaciones unitarias.....	139
Figura 52. Brida2-Estudio 1-Factor de seguridad	140
Figura 53. Cilindro-Estudio 1-Tensiones.....	146
Figura 54. Cilindro-Estudio 1-Desplazamientos	146
Figura 55. Cilindro-Estudio 1-Deformaciones unitarias.....	147
Figura 56. Cilindro-Estudio 1-Factor de seguridad.....	147
Figura 57. Eje-Estudio 1-Tensiones.....	153
Figura 58. Eje-Estudio 1-Desplazamientos.....	153
Figura 59. Eje-Estudio 1-Deformaciones unitarias.....	154
Figura 60. Eje-Estudio 1-Factor de seguridad.....	154
Figura 61. Paleta-Estudio 1-Tensiones.....	160
Figura 62. Paleta-Estudio 1-Desplazamientos	160
Figura 63. Paleta-Estudio 1-Deformaciones unitarias.....	161
Figura 64. Paleta-Estudio 1-Factor de seguridad.....	161
Figura 65. Construcción cilindro y tapa.....	166
Figura 66. Construcción bridas	167
Figura 67. Construcción eje de transmisión	168
Figura 68. Construcción paleta y sillas	169
Figura 69. Construcción chimenea	170

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Componentes del balaceado	12
Tabla 2. Resistencia a la tracción de aceros inoxidables 304.....	18
Tabla 3. Resistencia a la tracción de aceros inoxidables 316.....	18
Tabla 4. Composición química de aceros inoxidables 304	19
Tabla 5. Composición química de aceros inoxidables 316	19
Tabla 6. Tabla de servicio vs motores	45
Tabla 7. Factor de servicio.....	52
Tabla 8. Valores de la constante K11	81
Tabla 9. Consideraciones para la elección del combustible	100
Tabla 10. Tabla factor Kf.....	118
Tabla 11. Mano de obra.....	166
Tabla 12. Materiales	171
Tabla 13. Transporte.....	172
Tabla 14. Costos directos totales.....	172
Tabla 15. Gastos Administrativos	174
Tabla 16. Costo total proyecto	174

ANEXOS

- ANEXO 1. Catálogo de rodamientos NTN
- ANEXO 2. Catálogo de rodamientos NTN
- ANEXO 3. Catálogo de chumaceras NTN
- ANEXO 4. Catálogo de reductor Coaxial Marca ROSSI
- ANEXO 5. Catálogo de reductor Coaxial Marca ROSSI
- ANEXO 6. Catálogo Correas Dunlop
- ANEXO 7. Catálogo Correas Dunlop
- ANEXO 8. Catálogo de Correas Dunlop
- ANEXO 9. Catálogo Dunlop
- ANEXO 10. Diseño en Ingeniería Mecánica, Shygley
- ANEXO 11. Diseño en Ingeniería Mecánica, Shygley
- ANEXO 12. Catálogo Kat_vtptaper(1)
- ANEXO 13. Materiales de aporte sugeridos para la soldadura de acero inoxidable
- ANEXO 14. Propiedades a la flexión de juntas soldadas a filete

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Digestor cooker.- Tanque cerrado para el tratamiento de residuos por medio de calor y que sirve para convertir los desechos en abono orgánico o harina de carne.

Residuos.- Material que pierde utilidad tras haber cumplido con su misión o servido para realizar un determinado trabajo. Elemento que está considerado como un desecho al cual hay que eliminar.

Faenamiento de pollos.- Proceso ordenado sanitariamente para el sacrificio de un animal, con el objeto de obtener su carne en condiciones óptimas para el consumo humano.

Procesadora de pollos.- Empresa de tipo artesanal, en la que se desarrollan procedimientos para transformar el estado de un elemento o materia (Pollos) en producto mas complejo (carne de pollo y subproductos).

Artesanal.- Trabajo realizado de forma manual por una o varias personas sin el auxilio de maquinarias o automatizaciones.

Producción limpia.- Permite mejorar el desempeño ambiental de una empresa por la vía de analizar cómo se están realizando los procesos, reduciendo en el origen todo aspecto que por diferentes causas, tanto humanas como operacionales, tecnológicas o de diseño de producto, entre otras, sean generadoras de residuos o contaminación.

Residuos orgánicos.- Son aquellos que tienen la característica de poder desintegrarse o degradarse rápidamente, transformándose en otro tipo de materia orgánica.

Vísceras.- Cualquiera de los órganos internos de un animal.

Desperdicios.- Mal aprovechamiento de alguna cosa. Desecho de algo, basura, restos que no se pueden aprovechar.

Subproducto.-Producto secundario que se obtiene en la elaboración del producto principal.

Abono orgánico.- Fertilizante generado a partir de restos animales o sustancias vegetales, no está fabricado por vías industriales.

Subproductos avícolas.- Producto secundario que se obtiene en la elaboración o el faenamiento de la producción avícola.

Harina de carne.- Producto obtenido por desecación y molienda o por cualquier otro proceso, de carne o fibras de carne y al que no se ha añadido ningún otro producto.

Residuos sólidos.- Materiales desechados tras su vida útil, y que no representan ya utilidad o valor económico después de haber sido usados.

Producción avícola.- Está orientada hacia la búsqueda de especies menos valorizadas y al aprovechamiento de áreas de autoconsumo de organismos en zonas rurales y suburbanas.

Cuarentena.- Es la acción de aislar o apartar a personas o animales durante un período de tiempo.

Digestibilidad.- Es el índice que cuantifica el proceso de transformación que sufren los alimentos en el tracto gastrointestinal del animal desde su aprehensión e ingestión hasta la defecación o excreción de los residuos de alimentos que no han sido aprovechados por el mismo.

Tamizado.- Método de separación que se utiliza para separar una mezcla. Consiste en separar partículas sólidas en base a su tamaño. Prácticamente es utilizar coladores de diferentes tamaños en los orificios, colocados en forma continua y en orden decreciente, de acuerdo al tamaño de los orificios.

Cocción.- Operación culinaria que se sirve del calor para que un alimento sea más rico, apetecible y digerible, favoreciendo también su conservación.

Aminoácidos.- Sustancias cristalinas, casi siempre de sabor dulce; tienen carácter ácido como propiedad básica y actividad óptica; químicamente son ácidos carbónicos con, por lo menos, un grupo amino por molécula, 20 aminoácidos diferentes son los componentes esenciales de las proteínas.

Alimento Balanceado.- Producto que contribuye a la nutrición de animal favoreciendo su desarrollo, mantenimiento y reproducción.

Balanceados.- Aquel en que la materia prima usada es utilizada en justas proporciones y porcentajes, y si a eso le sumamos calidad de materias primas, obtendremos un alimento excelente.

Aleación.- Mezcla homogénea, de propiedades metálicas, que está compuesta de dos o más elementos, de los cuales, al menos uno es un metal.

Corrosión.- Destrucción de un material por causa de una reacción química o electroquímica, con su medio ambiente.

CAPITULO I

1. Generalidades

En el presente capítulo se pretende mostrar el proceso de faenamiento de pollos, la caracterización de los derivados subproductos avícolas que se obtienen y los beneficios provenientes de la harina de carne producto del mismo. En segundo lugar, se realiza una revisión de los sistemas de procesamiento de subproductos (residuos sólidos) generados de las actividades avícolas, adicionalmente se analiza la perspectiva del desarrollo del tema propuesto tomando en cuenta aspectos de importancia como: el aprovechamiento de subproductos, la factibilidad, definición del producto, fundamentos teóricos y principios esenciales para el desarrollo del cuerpo de la tesis con la finalidad de recopilar principios prácticos que serán analizados como parámetros básicos para la elaboración del contexto, para cumplir con los objetivos propuestos.

1.1.Introducción

Antecedentes

Desde tiempos remotos el hombre se ha dedicado a la cría y producción de aves. Sin embargo sólo desde el siglo XIX se empezó a desarrollar la producción avícola para el consumo humano, antiguamente la producción avícola se lo realizaba de forma artesanal, en esos tiempos cada familia se encargaba de la crianza de las aves para el consumo propio, en esta situación no existía mayores residuos, todos los productos y subproductos eran aprovechados ya sea para el consumo humano, animal o abono en este caso los residuos eran pequeños ya que solo se mataba los animales necesarios para el consumo diario; con el pasar del tiempo y la sobrepoblación la industria avícola se ha dedicado a la explotación de este campo y con esto se han generado varios problemas uno de estos son los residuos del faenamiento de los pollos.

Durante varios años, una de las preocupaciones que se tenían en la industria avícola se relacionaba con la disposición de los residuos y los aspectos relacionados con el medio ambiente. Es por ello que se han desarrollado durante estos años sistemas rentables y ambientalmente sostenibles que realizan un aprovechamiento de los subproductos generados de la industria avícola. Hoy en día, las técnicas de procesamiento de subproductos avícolas han variado mucho, y en la actualidad es posible obtener una gran variedad de productos de forma económica.

En el contexto mundial, los residuos orgánicos producto del sacrificio de millones de unidades de pollos son aprovechados para la producción de harinas de origen animal con una calidad nutricional importante. Muchos de estos residuos son manejados y procesados adecuadamente, caracterizándose por incrementar la utilidad y el beneficio económico de la operación avícola. Sin embargo, los olores ofensivos, generados naturalmente en el proceso de producción de harina de origen animal, producto del agua evaporada y los gases condensados, han hecho que la población que se encuentra aledaña a las plantas de procesamiento de harina presenten protestas, la tecnología moderna ha mitigado el impacto ambiental generado por los olores producidos con ciclones purificadores de gases que provocan los siguientes efectos:

- Aumentar el rendimiento de aprovechamiento.
- Eliminar el problema generado por los olores ofensivos de las partículas orgánicas arrojadas a la atmósfera.

El crecimiento de la industria avícola, se ha visto como una actividad de explotación comercial. A medida que la industria avícola crece y se expande, la cantidad de subproductos generados aumenta y se hace necesario pensar en nuevos e innovadores sistemas de procesamiento de residuos que no afecten el medio ambiente, traducándose en el desarrollo de nuevas tecnologías para manejar los subproductos avícolas que preserven la calidad

del agua y promuevan un medio ambiente más limpio, el suelo y los aspectos de sanidad humana y animal.

1.2. Proceso y aprovechamiento de sub productos en el faenamiento de pollos.

1.2.1. Proceso de faenamiento para pollos.

Comprende una serie de operaciones entre las cuales se citan principalmente las siguientes:

- Recepción y estancia.
- Sacrificio.
- Desplumado.
- Limpieza.
- Lavado e inspección.
- Envoltura de las mismas.

1.2.1.1. Recepción y Estancia

Consiste en la recepción de pollos a los diferentes proveedores, para ser ubicados en sus respectivos galpones en donde se cumple la cuarentena técnicamente recomendada, esto sirve para que el sistema digestivo del animal esté limpio, lo cual ayudará en el proceso de limpieza para evitar la contaminación de heces fecales con la carne.

1.2.1.2. Sacrificio

Se secciona con un cuchillo el cuello del ave con lo que se consigue que sangre abundantemente, es lo más frecuente en las procesadoras, se realiza rápidamente.

Cualquiera que sea el sistema de matanza que haya de realizarse, en todos ellos es necesario que las aves permanezcan en ayunas durante veinticuatro horas. Ver figura 1.



Fuente: AUTOR

Figura 1. Sacrificio de aves

1.2.1.3. Desplumado

El proceso de desplumado consiste en sumergir al pollo en agua caliente a una temperatura de 80°C aproximadamente., este valor es solo para cuando el desplumado va a ser realizado de forma manual, que consiste en arrancar rápidamente las plumas con las manos.

Cuando el proceso de desplumado es de forma mecánica la temperatura de remojo no debe exceder los 60°C.

La máquina consiste en un recipiente circular el cual está provisto de cauchos tipos dedos los cuales están fijos, la base del cilindro gira de tal forma que al introducir los pollos éstos giran conjuntamente provocando golpeteo y fricción entre los cauchos ocasionando el desprendimiento de las plumas. Ver figura 2.



Fuente: AUTOR

Figura 2. Desplumado de aves

1.2.1.4. Limpieza

La limpieza del pollo consiste en el vaciado de tripas o destripado, es una operación que se realiza mediante una pequeña incisión en la parte abdominal, por esta abertura se extrae, todo el aparato digestivo del animal. Ver figura 3.



Fuente: AUTOR

Figura 3. Limpieza de aves

1.2.1.5. Lavado e inspección

Consiste en lavar los pollos en agua potable uno por uno para eliminar los residuos de sangre.

Los pollos y sus menudencias son revisados para determinar su integridad orgánica y estado sanitario, para luego ser empacados en jabas y canastillas para su comercialización. Ver figura 4.



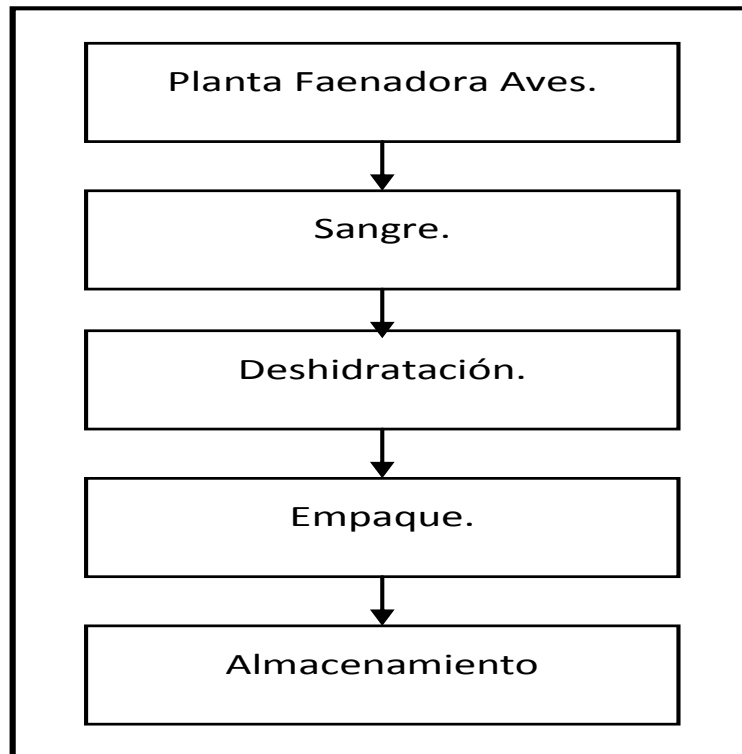
Fuente: AUTOR

Figura 4. Lavado e inspección

1.3. Tipos de harinas de sub productos

1.3.1. Harina de sangre

En este proceso se utiliza la sangre animal sin adición de ningún otro desperdicio de matanza, esta se compone de un 80% de agua y un 20% de sólidos de los cuales la gran mayoría es proteína, se busca obtener un producto final con un porcentaje en proteína superior al 85%. Ver figura 5.



Fuente: Web. Universidad Nacional de la Amazonía Peruana

Figura 5. Proceso de harina de sangre

A Continuación, se detalla los equipos básicos requeridos:⁵

- Piletas de recolección.
- Tanque de almacenamiento de sangre líquida.
- Tuberías de conducción de sangre líquida.
- Deshidratador (cocedor).
- Piletas de recolección de sangre deshidratada (HS).
- Empacadora y empaques.

La sangre recolectada en las salas de matanza es llevada a la planta de subproductos para su deshidratación; para este efecto se utiliza el bombeo mecánico, la gravedad o recipientes de cargue (canecas).

⁵ Web. Universidad Nacional de la Amazonía Peruana

Se puede provocar una coagulación primaria de la sangre, con el fin de producir una deshidratación primaria y así disminuir los tiempos de cocción.

Básicamente, la deshidratación de la sangre se realiza por intermedio de calor indirecto, ya sea en recipientes cerrados o abiertos. Los principales sistemas que se puede señalar son los siguientes:

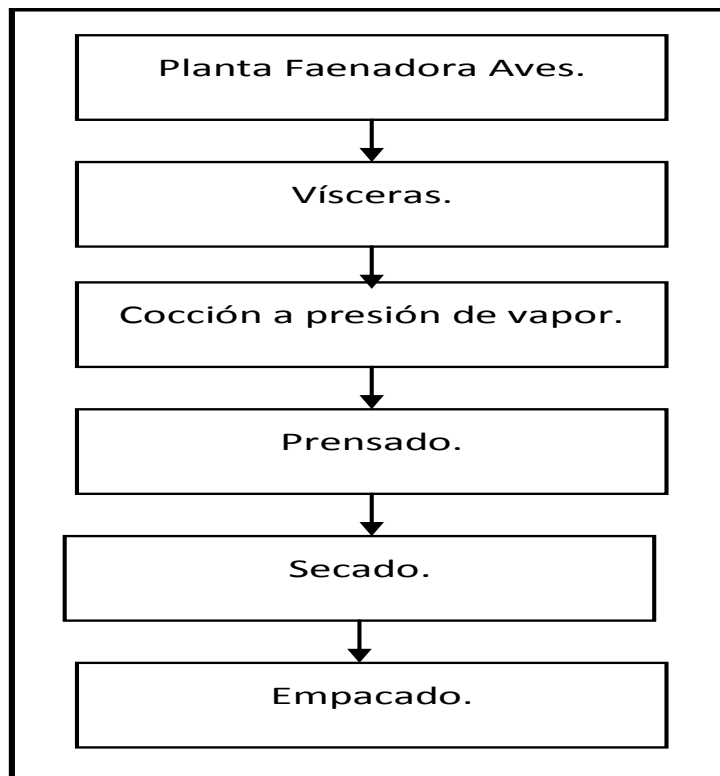
- SprayDrie. Aire caliente forzado.
- Biodigestores, cookers o cocinas. Vapor.
- Deshidratadores de placa. Aire caliente forzado.

Estos equipos pueden ser diseñados y fabricados por los centros de matanza o, en su defecto, adquiridos en fábricas especializadas.

La sangre una vez deshidratada, se empaca en bolsas de papel o de polipropileno, se pesa y se almacena en lugares secos. La humedad no debe sobrepasar del 10%.

1.3.2. Harina de vísceras

Se genera un producto primario, la harina de carne es un producto secado y triturado que se obtiene de los residuos de carne, grasa, vísceras, entre otros, proveniente de los animales faenados. Ver figura 6.



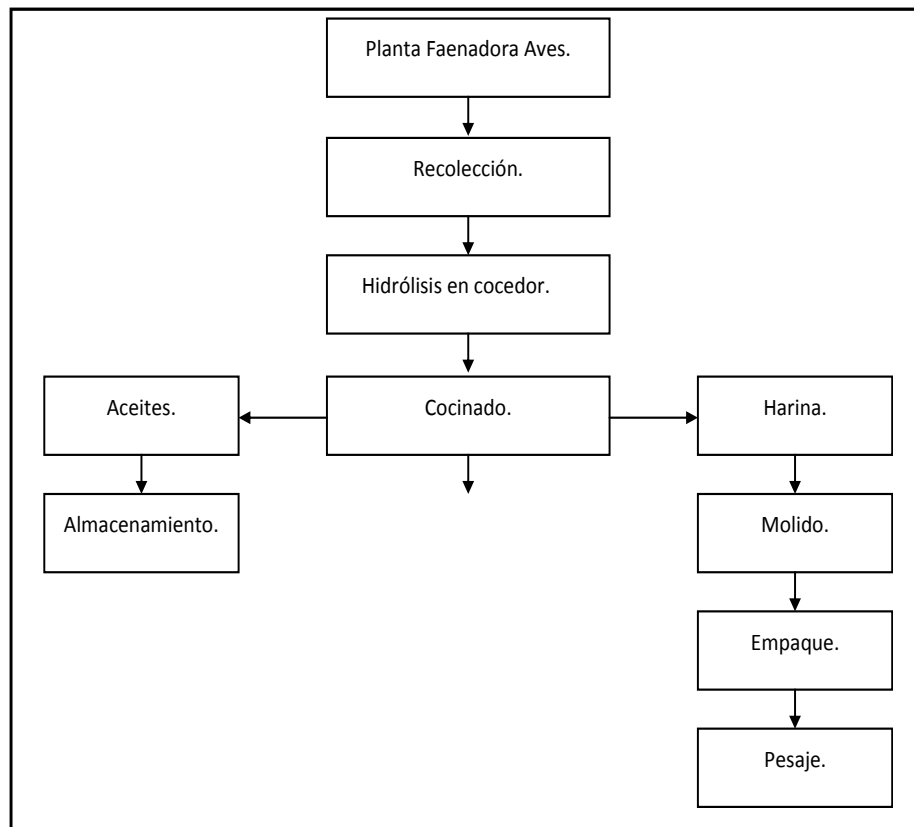
Fuente: Web. Universidad Nacional de la Amazonía Peruana

Figura 6. Proceso de harina de vísceras

El proceso industrial consiste en la deshidratación de residuos, los cuales son sometidos a altas temperaturas. Este proceso tiene una duración de 3 a 6 horas aproximadamente, dando como resultado proteína animal con un alto porcentaje de digestibilidad. Además de ser un proceso que maneja temperaturas alrededor de 120° C a 130° C, debe pasar por una operación de enfriamiento y tamizado que garantiza que el producto final presente una mejor calidad.

1.3.3. Harina de vísceras, sangre y plumas

Estos residuos se procesan en conjunto, para lograr una mejor digestibilidad de la proteína de las plumas. Ver figura 7.



Fuente: Web. Universidad Nacional de la Amazonía Peruana

Figura 7. Proceso de harina de vísceras, sangre y plumas

Para lograr el procesamiento de las plumas, se colocan estas en conjunto de las tripas y la sangre dentro del cocedor, se cierran las válvulas de salida e ingreso de productos del equipo y se coloca en funcionamiento, hasta alcanzar una presión interna de 75 psi. Una vez alcanzada esta presión, se abren lentamente las llaves, seguidamente el cocinado durante 3 horas aproximadamente.

Con la cocción se busca la desintegración de los subproductos y la incorporación de sus componentes a la masa total. Igualmente, se consigue la ruptura de las células grasas para permitir la salida de los aceites.

Una vez terminada la cocción, se descarga el contenido del equipo cocinado. Los sólidos resultantes del proceso, se llevan por intermedio de tornillos o bandas transportadoras hasta una “prensa” de trabajo continuo, en donde

por presión mecánica se “exprime” la masa, extrayéndose los aceites que aún se encuentran presentes en la misma.

Los sólidos salen de la prensa en estado de empastamiento, por lo cual deben hacerse pasar por un molino (molino de martillos para sólidos blandos), para permitir su “trituration”. Una vez molido el producto, se empaca, pesa y almacena.

Se considera que de un pollo faenado se obtienen 200 gr. de plumas, 100gr. de vísceras y 50 gr. de sangre, la harina triple puede ser utilizada como suplemento proteico en la alimentación animal.

1.4. Valor nutritivo de harinas

Entre los alimentos de origen animal se pueden encontrar aquellos con un alto porcentaje de proteína bruta y específicamente de aminoácidos esenciales, algunos de los cuales no se encuentran en cantidades suficientes.

En general el valor nutritivo de las harinas de origen animal es de un alto contenido de proteína y con una buena digestibilidad.

1.4.1. Composición de los balanceados para animales

Los balanceados para animales son una mezcla de varios ingredientes, los cuales tienen proporciones dependiendo del tipo de animal, la edad y los nutrientes de cada ingrediente, por lo que en esta tesis se describirá en general los nutrientes básicos con los que se obtienen los balanceados. Ver tabla 1.

BALANCEADO	PREINICIADOR	INICIADOR	TERMINADOR (ENGORDE)
Proteína	22%	20,5	18
Energía metabolizable	2950 kcal/kg	3125 kcal/kg	3180 kcal/kg
Grasa	4,70%	6,87	6,54
fibra	3,80%	3,58	3,3
calcio	0,95%	0,92	0,9
Fósforo disponible	0,48%	0,46	0,43

Fuente: www.monografias.com/trabajos/alimentos/alimentos.shtml

Tabla 1. Componentes del balanceado

Como se puede apreciar en general, existe la presencia de proteína entre un 18% a 22% la misma que se puede obtener de diferentes ingredientes como son: la soya, maíz, morochillo, sin embargo esta proteína puede ser remplazada por proteína animal y una de las alternativas es la harina de sangre o de vísceras en dosis que no superen el 20% del balanceado.

1.5. Análisis de alternativas

1.5.1. Eliminación directa de los residuos

La eliminación directa de los residuos que se generan en la plantas faenadoras de pollos, se produce cuando estas son arrojadas en el basurero, ríos o alcantarillas; dicho proceso de eliminación trae graves consecuencias en el aspecto ambiental por ser fuente de malos olores e insalubridad; este método se lo utiliza generalmente en procesadoras de tipo artesanal y camales clandestinos donde no existen alternativas ni permisos de salud para realizar este tipo de trabajo.

1.5.2. Utilización de los residuos como alimento de cerdos

La utilización de los residuos para la alimentación de cerdos es generalmente lo que se realiza en procesadoras artesanales, sin embargo al no tener la infraestructura adecuada estos residuos no son utilizados al

100%, y de la parte restante de los mismos se realiza una eliminación directa.

1.5.3. Enterrar los residuos en fosas

Esta técnica consiste en hacer un agujero en la tierra para que sean depositados los residuos como son la sangre, vísceras y plumas; el tratamiento de residuos inicialmente funciona con una menor contaminación del medio ambiente, sin embargo con el transcurso del tiempo esta práctica es deficiente ya que suele saturarse el terreno y los sitios donde se enterraron quedan sumamente blandos; otro de los problemas de este tipo de manejo es que produce malos olores, y al llover se producen lixiviados, pues colapsan los agujeros (se llenan de agua) y atraen insectos.

1.5.4. Elaboración de harina mediante la utilización de los residuos

El proceso consiste en la deshidratación de la sangre y las vísceras, empezando con la recolección de los residuos, para luego ser introducidos en una máquina la cual procede a la deshidratación mediante una fuente de calor externa.

Esta técnica es la más favorable ya que minimiza la contaminación ambiental.

1.6. Comparación entre el procesamiento manual y el digestor cooker.

Actualmente los residuos generados en el faenamiento de aves, se procesa de la siguiente forma:

Los residuos (sangre y vísceras) se los recoge en un recipiente (una olla), los mismos que son cocinados comúnmente con agua, el tiempo de cocción oscila entre 1 y 2 horas dependiendo de la cantidad, el procedimiento consiste en girar manualmente la mezcla ya que de no hacerlo los residuos que se encuentran en la parte inferior se queman, mientras los que están en la parte superior no se cocinan, adicionalmente como el proceso se lo realiza a la intemperie existe pérdida de calor y el resultado es que no están

cocinadas homogéneamente y parte de las mismas están quemadas, esto es perjudicial ya que al momento de quemarse, la proteína disminuye su valor nutritivo, mientras que la parte cruda no es bien digerible en los animales.

Al procesar con un digestor cooker, la máquina tiene un proceso continuo, y posee unas paletas las cuales giran y mantiene el producto en constante movimiento para que este sea homogéneo tanto en su cocción como en su aspecto, motivo por el cual la máquina será de gran utilidad.

1.7.Principio del digestor cooker

La máquina para el procesamiento de estas harinas es un Digestor (Cooker), que cocina los residuos a base de una fuente de calor, funciona como una olla a presión con remoción interna del producto por medio de paletas que giran en un sentido para el proceso y en otro para la extracción.

La máquina hace el proceso de cocción y de secado (deshidratación).

Para la obtención de la harina se deben realizar los siguientes pasos:

Llenado del Cooker.

Por medio de canecas, tornillos sinfín o banda transportadora se llena el digestor hasta un 75% de su capacidad total.

Concluido el tiempo de cocción se procede a despresurizar lentamente el Cooker para equilibrarlo con la presión atmosférica para después descargarlo y seguidamente secar y empacar la harina.

1.7.1. Ventajas del empleo del digestor

Las ventajas que se logra al implementar esta tecnología son:

- Ingresos adicionales para la micro empresa que puede comercializar la harina obtenida.
- Disminuir la contaminación ambiental producida por estos residuos.

1.7.2. Desventajas del empleo del digestor

La implementación de esta tecnología tendría las siguientes desventajas:

- Emisión de gases y vapores con olor desagradable, producto del secado de la sangre y vísceras y decomisos en los digestores (cookers). Sin embargo estos olores pueden ser mitigados con la instalación de filtros.
- Requiere de un trabajo diario y constante, sobre todo para la carga de la materia orgánica.
- Problemas de limpieza de sedimentos e incrustaciones.
- Necesita acumular los desechos orgánicos cerca del digestor.

CAPÍTULO II

2. Cálculo y diseño del mecanismo

2.1. Generalidades

En el presente capítulo se encuentra todo lo relacionado al diseño, cálculos y selección de cada uno de los elementos y mecanismos que forman parte del digestor cooker, siendo estos analizados dimensionalmente y seleccionando según las necesidades propias de los procesadores artesanales, realizando los cálculos correspondientes bajo el principio de esfuerzos permisibles, teniendo como dato inicial el volumen de carga que se va a procesar, de esta forma se parte hacia los demás componentes; se calcula la carga que va a soportar cada uno de ellos.

2.2. Materiales a ser utilizados

Para el diseño es necesario saber las características mecánicas de los materiales con los cuales se constituirá la máquina, se realizará una breve explicación y usos del acero inoxidable AISI 304.

2.2.1. Acero inoxidable

El acero inoxidable es una aleación de hierro y carbono que contiene por definición un mínimo de 10,5% de cromo. Algunos tipos de acero inoxidable contienen además otros elementos aleantes. Los principales son el níquel y el molibdeno. Es un tipo de acero resistente a la corrosión, el cromo tiene gran afinidad por el oxígeno y reacciona con él formando una capa pasivadora que evita la corrosión del hierro contenido en la aleación. Sin embargo, esta película puede ser afectada por algunos ácidos dando lugar a

un ataque y oxidación del hierro por mecanismos ínter granulares o picaduras generalizadas.⁶

2.2.2. Usos del acero inoxidable

Los aceros inoxidables se utilizan principalmente en cuatro tipos de mercado:

- Electrodomésticos: grandes electrodomésticos y pequeños aparatos para el hogar.
- Automoción: especialmente tubos de escape.
- Construcción: edificios y mobiliario urbano (fachadas y material).
- Industria: alimentación, productos químicos y petróleo.

Su resistencia a la corrosión, sus propiedades higiénicas y sus propiedades estéticas hacen del acero inoxidable un material muy atractivo para satisfacer diversos tipos de demandas, como lo es la industria médica.

⁶www.fanagalo.co.za/tech/tech_grades.htm

2.2.3. Composición química y características del acero inoxidable: 304 y 316.

Propiedades mecánicas a temperatura ambiente ⁷

	304		304L	
	Típica	Mínimo	Típica	Mínimo
Resistencia a la tracción, MPa	600	515	590	485
Límite de elasticidad, (desviación del 0,2%), MPa	310	205	310	170
Alargamiento (Porcentaje de 50mm)	60	40	60	40
La dureza (Brinell)	170	-	170	-
Resistencia (fatiga) limitar, MPa	240	-	240	-

Fuente: www.fanagalo.co.za/tech/tech_grades.htm

Tabla 2. Resistencia a la tracción de aceros inoxidables 304

	SX316		SX316L		SX316Ti	
	Típica	Mínimo	Típica	Mínimo	Típica	Mínimo
Resistencia a la tracción, MPa	580	515	570	485	600	515
Prueba de estrés (0,2% offset), MPa	310	205	300	170	320	205
Alargamiento (Porcentaje en L = 5.65 s)	55	40	60	40	50	40
La dureza (Brinell)	165	-	165	-	165	-
Copa Erichsen Valor de prueba mm	8-10	-	10-11	-	-	-
Resistencia (fatiga) limitar, MPa	260	-	260	-	260	-

Fuente: www.fanagalo.co.za/tech/tech_grades.htm

Tabla 3. Resistencia a la tracción de aceros inoxidables 316

⁷Idem. 5

Composición química de los aceros inoxidables 304 y 316.⁸

SX	° C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni
304	0.08 máximo	2.0	0.045	0.030	1.0	18,0	8,0 hasta
304L	0.03 máximo	máximo	máximo	máximo	máximo	a 20.0	10,50 8,0 a 12,0

Fuente: www.fanagalo.co.za/tech/tech_grades.htm

Tabla 4. Composición química de aceros inoxidables 304

	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo	Ti
SX316	0.08 máximo	2.0	0.045	0.030	1.0	16.0	10.0	2.00	-
SX316L	0.03 máximo	máximo	máximo	máximo	máximo	a	a	a	0.5 máximo
SX316Ti	0.08 máximo					18.0	14.0	3.00	5X% C

Fuente: www.fanagalo.co.za/tech/tech_grades.htm

Tabla 5. Composición química de aceros inoxidables 316

2.3. Dimensiones del digestor cooker

Para la ubicación del equipo se necesitará un área de 2m², el equipo tiene las siguientes dimensiones: Largo 1500mm, Ancho 1000mm y Altura 1000mm.

Y está compuesto de los siguientes componentes:

- Cuerpo cilíndrico de acero inoxidable 304 con las siguientes dimensiones: diámetro Ø775mm x1220mm,
- Estructura base.
- Sistema Motriz.
- Sistema de transferencia de calor.

⁸Idem: 5

- Un quemador.
- Tapas bridadas 2 unidades.
- Moto reductor.
- Poleas.
- Estructura.

2.4. Capacidad de carga (volumen)

De acuerdo con lo especificado, el digestor cooker se diseñará para procesadoras artesanales, las mismas que generan residuos de 300 litros diarios, con este dato se considerará para el cálculo un volumen mayor a un 30% lo que equivale a 390 litros.

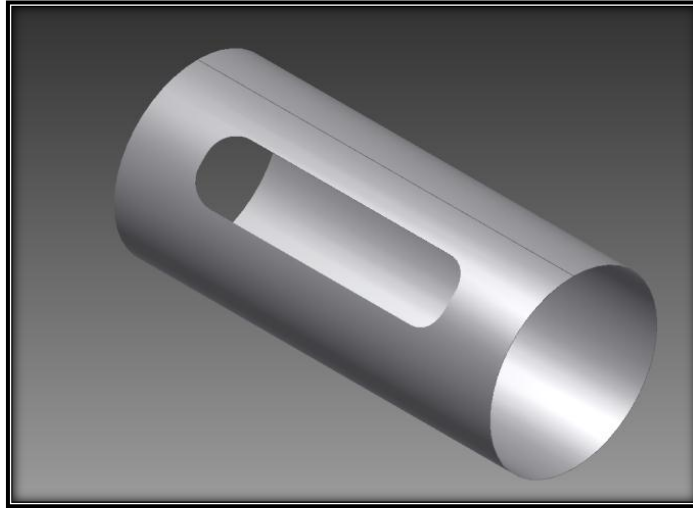
2.5. Diseño del tanque

El volumen a tratar para efectos de cálculo es de 390 litros.

El tanque es la parte que va a estar en contacto directo con los residuos y a una fuente de calor externo por tal motivo el material a emplearse debe ser acero inoxidable, este material tiene buenas propiedades para soportar grandes temperaturas y es resistente a la corrosión.

El recipiente tendrá una abertura lateral para el ingreso de los residuos con las siguientes dimensiones 800 mm de largo y 300 mm de ancho.

Ver figura 8.



Fuente: AUTOR

Figura 8. Tanque

Para calcular el diámetro del recipiente se partirá de la fórmula del volumen, se despeja el radio y en consecuencia se obtiene el diámetro del tanque.

$$V = \pi r^2 l \quad (\text{Ec. 1})$$

Dónde:

$V = 0,39 \text{ m}^3$ (*volumen de los residuos*)

$\pi = 3,1416$ (*pi*)

$r =$ (*radio*)

$l = 1,22 \text{ m}$ (*longitud del cilindro*)

De la ecuación 1 se puede deducir que el radio del tanque es:

$$r = \sqrt{\frac{V}{\pi l}} \rightarrow \sqrt{\frac{0,39 \text{ m}^3}{\pi * 1,22 \text{ m}}} = 0,31 \text{ m} \approx 0,35 \text{ m} = 35 \text{ cm}.$$

El tanque tendrá un cilindro de:

Radio = 35 cm.

Longitud = 122 cm.

El cilindro tendrá 2 tapas, las cuales están unidas mediante bridas y pernos, las mismas que se pueden desmontar para mantenimiento.

Además 2 agujeros que serán, el uno para el ingreso de los residuos localizado en el cilindro, y el segundo será para la salida del producto y que estará localizado en una de las tapas bridadas; el ingreso y salida de los residuos constarán de 2 bisagras y un seguro para la apertura y cierre, los mismos que tendrán empaques para evitar la pérdida de presión.

Para el cálculo del espesor del tanque se aplicará la teoría de cilindros de pared delgada y que cumpla las condiciones siguientes:

El espesor de pared debe ser menor o igual a un décimo de su radio interior.

La presión de trabajo es de 75 psi; sin embargo para efectos de cálculo la presión de diseño se considera como 105 psi, esto se aplica por un factor de seguridad de la máquina.

$$t \leq \frac{1}{10} r ; \quad (\text{Ec. 2})$$

Condición para teoría cilindro de pared delgada

$$\sigma_t = \frac{pD}{2t} ; \quad (\text{Ec. 3})$$

Esfuerzo tangencial para cilindros

$$\sigma_l = \frac{pD}{4t} ; \quad (\text{Ec. 4})$$

Esfuerzo longitudinal para cilindros

Dónde:

$t = \text{espesor del material}$

$r = \text{radio interior} = 35 \text{ cm}$

$p = \text{presión de diseño}$

$D = \text{Diámetro} = 70 \text{ cm}$

$n = \text{factor de seguridad}$

Calcular el espesor mínimo de la placa para un cilindro de acero inoxidable si el esfuerzo permisible del acero inoxidable es de 260 MPa con una presión de diseño de 105 psi (724 KPa) y un diámetro de 70cm.

Despeje de la ecuación 3 y por el factor de seguridad.

$$t = \frac{pD}{2\sigma_t} * n$$

$$t = \frac{pD}{2\sigma_t} * n = \frac{724 \text{ KPa} * 0,7m}{2 * 260000 \text{ KPa}} * 2 = 1,9 * 10^{-3}m = 1,9 \text{ mm.} \approx 2 \text{ mm.}$$

$$t \leq \frac{1}{10} r$$

$$0,19cm \leq \frac{35cm}{10} \leq 3,5 \text{ cm}$$

Como 0,19 cm es menor a 3,5 cm; cumple con la teoría de cilindros de pared delgada.

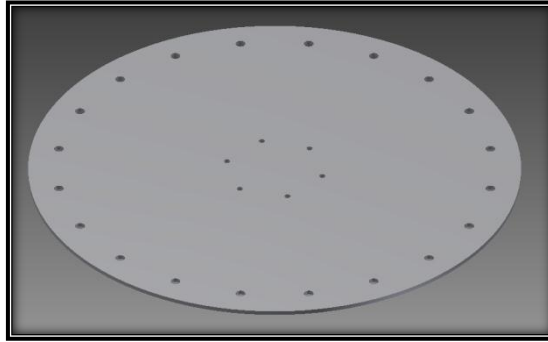
Según los cálculos realizados el tanque debe tener un espesor de 1,9mm, para las condiciones planteadas, sin embargo el espesor comercial es de 2mm.

2.6. Diseño de tapas bridadas

2.6.1. Tapa A

Se utilizará una brida ciega de diámetro exterior 700mm con pernos M12x30mm. distribuidos uniformemente.

Ver figura 9.



Fuente: AUTOR.

Figura 9. Tapa bridada A

Para el cálculo del espesor de la tapa se considera la siguiente fórmula:

$$\sigma_m = K \frac{pr^2}{t^2} \quad (\text{Ec. 5})$$

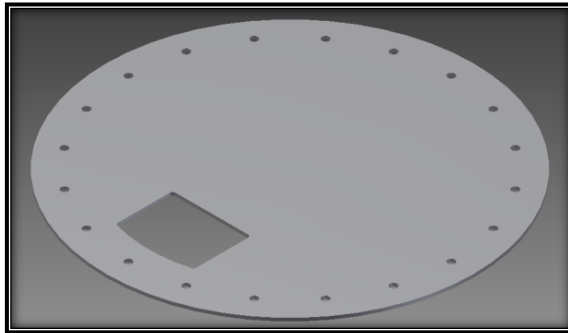
$$t = \sqrt{k \frac{pr^2}{\sigma_m}} = \sqrt{0.072 * \frac{725 * 0.35^2}{260000}} = 4.95 \text{ mm}$$

Por lo tanto el espesor para la tapa es de 4,95mm, comercialmente el espesor existente es de 5 mm, este espesor nos servirá para las 2 tapas.

2.6.2. Tapa B

Esta tapa es igual que la anterior la única diferencia es que tiene un agujero de salida del producto, todas las características y el espesor será igual. Ver figura 10.

⁹Manual del ingeniero mecánico 5-56



Fuente: AUTOR

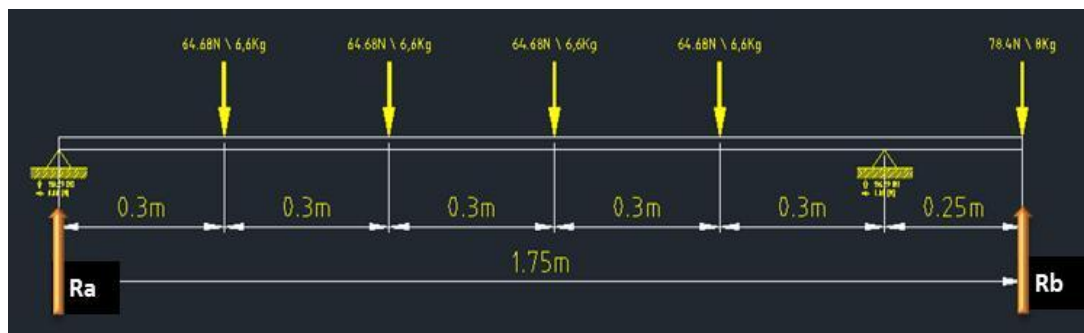
Figura 10. Tapa bridada B

La tapa de salida del producto tendrá 2 bisagras y un seguro para la apertura y cierre del recipiente, y llevará empaques para evitar pérdidas de presión.

2.7. Diseño del eje

Para el diseño del eje se debe realizar el diagrama de cuerpo libre.

Ver figura 11.



Fuente: AUTOR.

Figura 11. Diagrama de cuerpo libre

Reacciones

$$\sum F_v = 0 \quad (\text{Ec. 6})$$

$$Ra + Rb = 34,4kgf \times \frac{9,8N}{1kgf} = 337,12N$$

$$Ra + Rb = 337,12N$$

$$\Sigma M_A = 0 \quad (\text{Ec. 7})$$

$$\Sigma M_A = 0 = (6,6 \times 0,3) + (6,6 \times 0,6) + (6,6 \times 0,9) + (6,6 \times 1,2) - 1,5Rb + (8 \times 1,75)$$

$$\Sigma M_A = 33,8Kgf - 1,5Rb = 0$$

$$Rb = \frac{33,8}{1,5} = 22,53kgf \times \frac{9,8N}{1kgf} = 220,82N$$

$$Rb = 220,82N$$

$$Ra + Rb = 337,12 N$$

$$Ra + 220,82 = 337,12$$

$$Ra = 337,12 - 220,82$$

$$Ra = 337,12 - 220,82$$

$$Ra = 116,29N$$

Cálculo de momento máximo. Ver figura 12.



Fuente: AUTOR

Figura 12. Cálculo del momento máximo

$$\Sigma F_v = 0$$

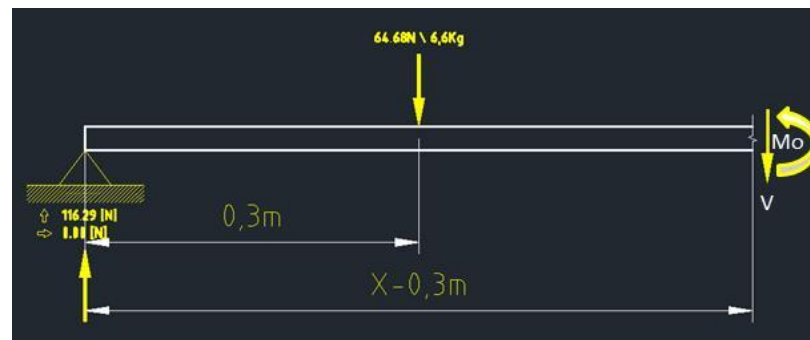
$$V = Ra = 116,29N$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$M = -RaX$$

$$M = -116,29X$$

$0 \leq X \leq 0,3$		
X (m)	V=116,29 N	M =116,29X (N.m)
0,00	116,29	0,00
0,30	116,29	-34,89



Fuente: AUTOR

Figura 13. Cálculo del momento máximo

$$\Sigma F_v = 0$$

$$V = Ra - (6,6 * 9,8)N = 116,29 - 64,68 = 51,61N$$

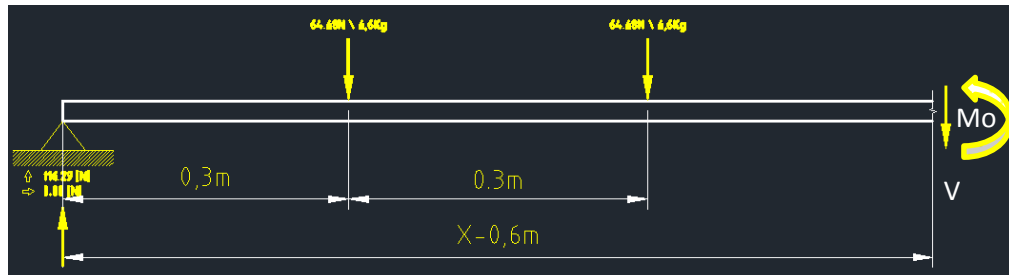
$$\Sigma M_A = 0$$

$$M = -RaX + 64,68(x - 0,3)$$

$$M = -116,29X + 64,68(x - 0,3)$$

$$M = -51,54X - 19,4$$

$0,3 \geq X \geq 0,6$		
X (m)	V=51,61 N	M = -51,54X-19,4 (N.m)
0,30	51,61	-34,89
0,60	51,61	-50,32



Fuente: AUTOR.

Figura 14. Cálculo del momento máximo

$$\sum F_v = 0$$

$$V = Ra - 2(6,6 * 9,8)N = 116,29 - 129,36 = -13,13N$$

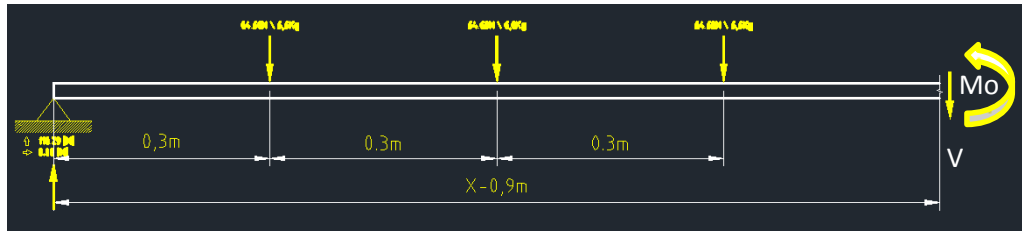
$$\sum M_A = 0$$

$$M = -RaX + 64,68(x - 0,3) + 64,68(x - 0,6)$$

$$M = -116,29X + 129,36X + 52,21$$

$$M = 13,13X - 58,21$$

$0,6 \geq X \geq 0,9$		
X (m)	V=-13,13 N	M =13,13X-58,21 (N.m)
0,60	-13,13	-50,32
0,90	-13,13	-46,39



Fuente: AUTOR

Figura 15. Cálculo del momento máximo

$$\sum F_v = 0$$

$$V = Ra - 3(6,6 * 9,8)N = 116,29 - 194,04 = -77,81N$$

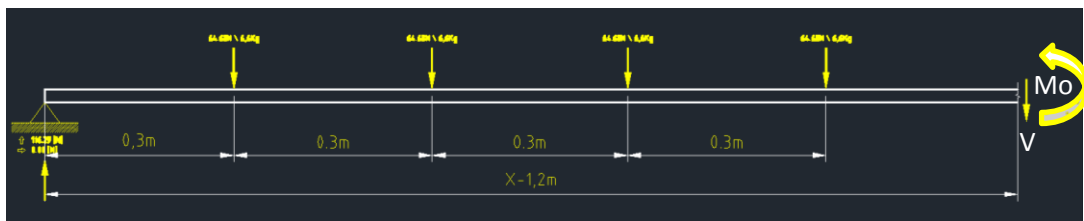
$$\sum M_A = 0$$

$$M = -RaX + 64,68(x - 0,3) + 64,68(x - 0,6) + 64,68(x - 0,9)$$

$$M = -116,29X + (3)64,68X + 64,68$$

$$M = 77,81X - 116,42$$

0,9 ≥ X ≥ 1,2		
X (m)	V=-77,81 N	M =77,81X-116,42(N.m)
0,90	-77,81	-46,39
1,20	-77,81	-23,04



Fuente: AUTOR

Figura 16. Cálculo del momento máximo

$$\sum F_v = 0$$

$$V = Ra - 4(6,6 * 9,8)N = 116,29 - 258,72 = -142,43N$$

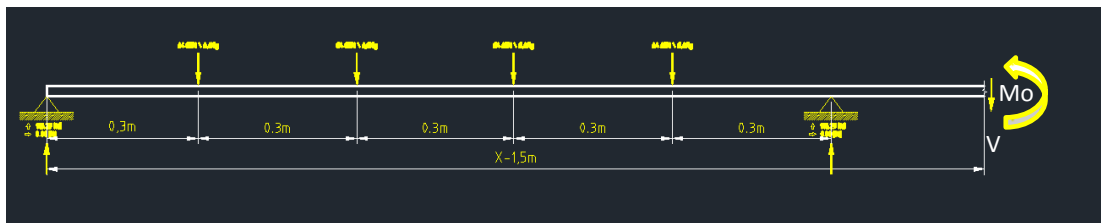
$$\sum M_A = 0$$

$$M = -RaX + 64,68(x - 0,3) + 64,68(x - 0,6) + 64,68(x - 0,9) + 64,68(x - 1,2)$$

$$M = -116,29X + (4)64,68X + 194,04$$

$$M = 142,50X - 194,04$$

1,2 ≥ X ≥ 1,5		
X (m)	V=- 142,43 N	M =142,50X-194,04(N.m)
1,20	-142,43	-23,04
1,50	-142,43	19,71



Fuente: AUTOR

Figura 17. Cálculo del momento máximo

$$\sum F_v = 0$$

$$V = Ra - 4(6,6 * 9,8) - Rb = 116,29 - 258,72 + 250,20 = 107,76N$$

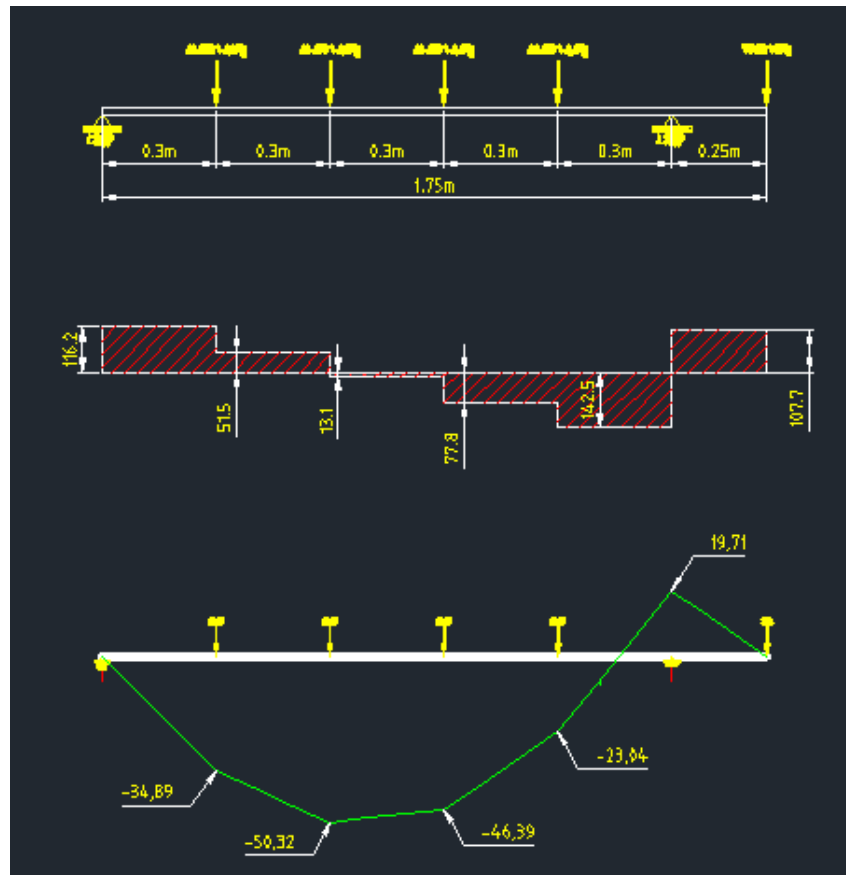
$$\sum M_A = 0$$

$$M = -RaX + 64,68(x - 0,3) + 64,68(x - 0,6) + 64,68(x - 0,9) + 64,68(x - 1,2) - Rb(x - 1,5)$$

$$M = -107,76X + 181,3$$

1,5 ≥ X ≥ 1,75		
X (m)	V=107,7 N	M =-103,6X+181,3(N.m)
1,50	107,70	19,71
1,75	107,70	0,00

2.7.1. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante



Fuente: AUTOR

Figura 18. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante

2.7.2. Momento torsor.

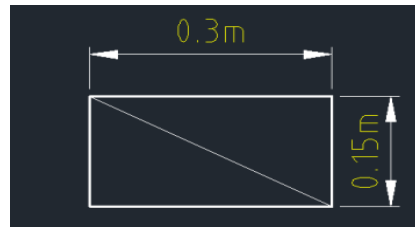
Para calcular el momento torsor se debe conocer la distancia del centro del eje y la fuerza que ejerce sobre las placas.

Determinación del momento respecto del eje.

$$\text{Momento} = \text{fuerza} \times \text{distancia} \quad (\text{Ec. 8})$$

Para calcular la fuerza se considera el área de la placa por el volumen a ser desplazado, de tal forma que las placas serán de las siguientes dimensiones:

Ver figura 19.



Fuente: AUTOR

Figura 19. Dimensiones de paleta

Por lo tanto el volumen a ser desplazado es:

$$V = \text{Area de las placas} \times \text{perímetro de la circunferencia} \quad (\text{Ec. 9})$$

$$V = (0,15 \times 0,3 \text{ m}^2) \times (2\pi \times 0.35) \text{ m}$$

$$V = 0,098 \text{ m}^3$$

Para sacar el peso se multiplica el volumen por el peso específico:

$$P = \delta \cdot V \quad (\text{Ec. 10})$$

$$P = \left(1500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot (0,0982 \text{ m}^3)$$

$$P = 147 \text{ kg}$$

El momento respecto del eje de la carga es:

$$T = P \times d_1$$

Momento respecto al eje cuando está en movimiento:

$$T = 147,25 \times 0,275 = 40,39 \text{ kg. m}$$

$$T = 40,39 \text{ kg. m} \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kg}} = 396,83$$

$$T = 396,83 \text{ N. m}$$

Solución únicamente considerando cargas estáticas:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi s_y} (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 11})$$

Donde:

$n \rightarrow$ factor de seguridad

$S_y \rightarrow$ Resistencia al fluencia

$T \rightarrow$ momento torsor

$M \rightarrow$ momento flector

$$d = \left[\frac{32 * 2}{\pi 241E6} (50,32^2 + 396,83^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,03233m * \frac{1000mm}{1m} = 32,33mm.$$

Por lo tanto el eje en condiciones estáticas debe ser de diámetro 32,33mm.

2.7.3. Solución considerando cargas dinámicas

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 12})$$

$$S'_e = 0.504 S_{ut} \quad \text{Si} \quad S_{ut} < 200 \text{ kpsi}$$

$$S'_e = 100 \text{ kpsi} \quad \text{Si} \quad S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$S'_e \rightarrow$ limite de resistencia a la fatiga de la viga rotatoria

$k_a \rightarrow$ factor de superficie

$k_b \rightarrow$ factor de tamaño

$k_c \rightarrow$ factor de confiabilidad

$k_d \rightarrow$ factor de temperatura

$k_e \rightarrow$ factor de modificación por concentración de esfuerzos

$k_f \rightarrow$ factor de efectos diversos

2.7.4. Factor de superficie

Se considera acero maquinado.

Se tiene una resistencia última a la tensión de 85 kpsi¹⁰

$$k_a = 0,88$$

2.7.5. Factor de tamaño

$$k_b = 1.189d^{-0.097} \quad 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.189(100)^{-0.097} = 0,7606$$

2.7.6. Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad más usado es 0,9999

Con este valor se obtiene $k_c = 0.702$

2.7.7. Factor de temperatura¹¹

$$k_d = 1,0 \quad T \leq 450^\circ \text{C}$$

2.7.8. Factor de modificación por concentración de esfuerzos concentración¹²

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad (\text{Ec. 13})$$

La sensibilidad a las ranuras se define:

¹⁰Manual de diseño mecánico; Shigley; 4ta edición, pág. 308 Ver fig. 7-10

¹¹ Manual de diseño mecánico; Shigley, cuarta edición, pág. 319

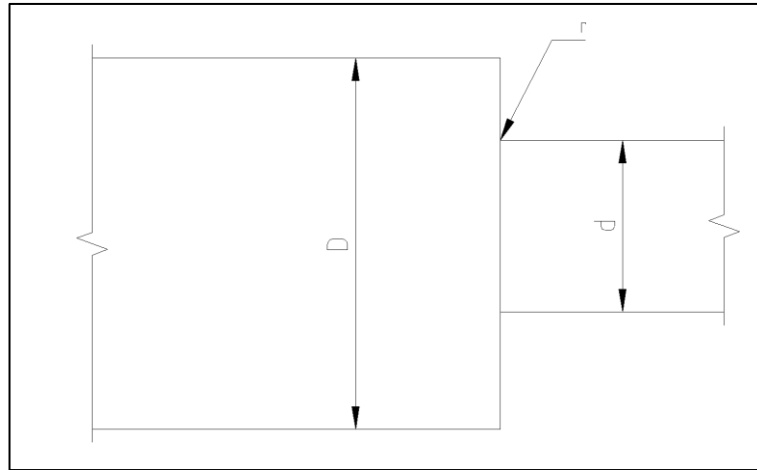
¹² Manual de diseño mecánico; Shigley, cuarta edición, pág. 323

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (\text{Ec. 14})$$

$k_t \rightarrow$ Se determina a partir de la configuración geométrica

Ver tabla A -26

La relación $\frac{r}{D} = 0,1$ y la relación $D/d = 1,5$



Fuente: Manual de diseño mecánico

Figura 20. Reducciones de eje

$r \rightarrow$ radio de ranura

$D \rightarrow$ diametro del eje

$d \rightarrow$ diametro de la reducción del eje

entonces $k_t \equiv 1,9$

Sensibilidad en las ranuras

Radio de ranura considerado es de $r = 0,1$

con $\rightarrow s_{ut} = 200 \text{ kpsi}$

Con lo cual $q \equiv 0,85$

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

$$0.85 = \frac{k_f - 1}{k_t - 1}$$

$$k_f = 1.765$$

Finalmente se obtiene

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_e = 0,567$$

Esfuerzo último para el acero inoxidable es

$$s_{ut} = 85 \text{ psi}$$

$$S'_e = 0,5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 (85 \text{ kpsi})$$

$$S'_e = 42,5 \text{ kpsi}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e$$

$$S_e = (0,88)(0,7606)(0,702)(1,0)(0,567)42,5 \text{ kpsi}$$

$$S_e = 11,32 \text{ kpsi} = 78,05 \text{ MPa}$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{s_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{s_e} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ec. 15})$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{396,83}{241E6} \right)^2 + \left(\frac{50,32}{78,05E6} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,03302 \text{ m} = 33,02 \text{ mm}.$$

Por lo tanto el eje en condiciones dinámicas debe ser de diámetro 33,02mm.

Y en la práctica la reducción del eje se tomará un valor de 35mm.

2.8. Selección de rodamientos

El rodamiento más cargado es dónde se produce la reacción R_b , la carga es radial, por lo cual:

$$P = 220,82N$$

Como el rodamiento solo debe soportar una carga radial se utilizará Rodamientos rígidos de bolas, marca NTN. (ANEXO 1)

Ahora se debe calcular la capacidad de carga del rodamiento:

$$C_r = \frac{f_h}{f_n} \cdot P \quad (\text{Ec. 16})$$

Dónde:

C_r = Capacidad de carga dinámica [kN]

f_h = factor de vida según las horas de vida

f_n = factor de velocidad según las r.p.m.

El factor de vida útil se obtiene del anexo 1 para lo cual se asume que las horas que va a funcionar el rodamiento son 8 000 h, por lo tanto $f_h = 2,5$.

Para determinar el factor de velocidad se utiliza la siguiente figura considerando que la velocidad del eje es de 40 rpm.

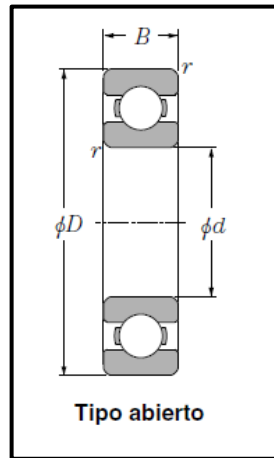
Por lo tanto según el ANEXO 1 se tiene: $f_n = 0,94$

Remplazando valores se obtiene la capacidad de carga dinámica:

$$C_r = \frac{2,5}{0,94} * 220,82N$$

$$C_r = 587,29N = 0,59kN$$

Con este valor se busca en el catálogo de rodamientos (ANEXO 2) NTN un rodamiento que satisfaga estos requerimientos. Ver figura 21.



Fuente: Manual de diseño mecánico

Figura 21. Rodamiento

Por lo tanto el rodamiento seleccionado es el número 6907 LLU, con las siguientes dimensiones:

$$d = 35 \text{ mm}$$

$$D = 55 \text{ mm}$$

$$B = 10 \text{ mm}$$

$$r = 0,6 \text{ mm}$$

Como el eje tiene un diámetro de 35 mm se debe utilizar un manguito de 2mm, para que se ajuste al eje.

A continuación se selecciona la chumacera a utilizar: (ANEXO 3 CAT. CHUMACERAS)

Se utilizarán chumaceras de pared, para en el interior ubicar un material sellante y así evitar las fugas en el digestor, por lo tanto para el diámetro de eje de 35 mm se empleará una chumacera UCFG207D1, cuyas características se muestran en anexo 3.

2.9. Selección del sello mecánico

El sello mecánico es el encargado de evitar fugas por las chumaceras. Para la selección del mismo se debe considerar la presión y temperatura de trabajo, por lo cual a continuación se detalla sus características:

Tipo 101: Sello Mecánico mono resorte, desarmable con diafragma



Fuente: <http://www.ijasa.com/>

Figura 22. Sello mecánico

Características:¹³

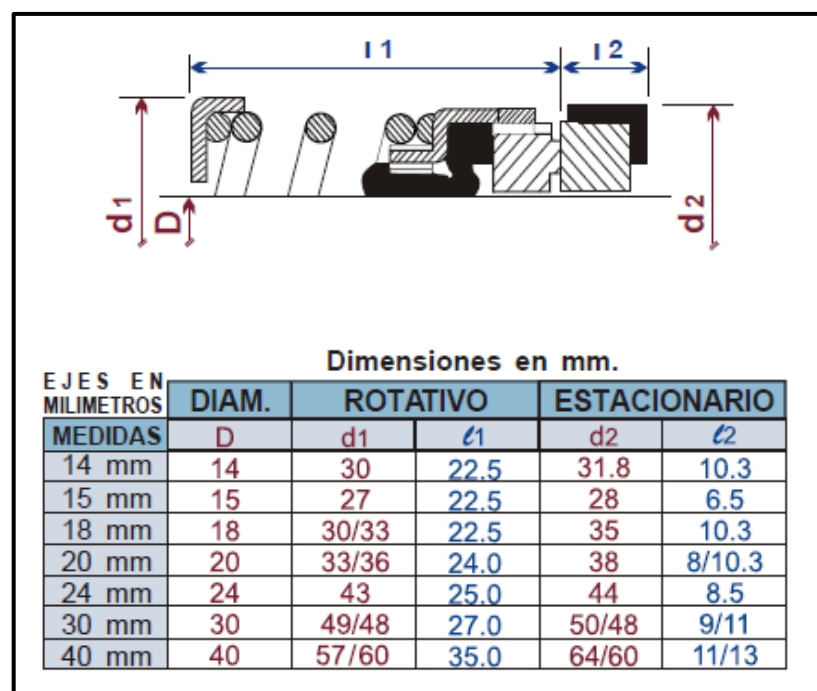
- Sello mecánico de resorte recto.
- Sentido de rotación independiente.
- Su diseño permite desarmar fácilmente el sello. Inclusive la cara rotativa puede ser cambiada.
- Construcción standard: caras de roce en carbón y cerámica, elastómeros en nitrilo, partes metálicas en acero inoxidable y resorte “corto”

¹³<http://www.ijasa.com/>

Límites operativos:

- $P_{MAX} = 10 \text{ kg/cm}^2$
- $T_{MAX} = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$

Como puede observarse el rango de presión y temperatura del digestor se encuentra en los límites operativos del sello mecánico, por lo que a continuación se selecciona el sello en función del diámetro del eje el mismo que tiene un valor de 30 mm. Ver figura 23.



Fuente: Catálogo de sellos mecánicos Weseal, pág. 4.

Figura 23. Sello mecánico

2.10. Cálculo de la potencia necesaria para la agitación

Es la potencia necesaria para que el eje rotor logre girar la sangre y alcance una velocidad de 40 r.p.m. (4,19 rad/s); la expresión requerida es:

$$P_a = N_p \cdot \rho \cdot N^3 \cdot d_2^5 \quad (\text{Ec. 17})$$

Dónde:

N_p = Número de potencia

ρ = Densidad

N = Número de revoluciones

d_2 = Ancho de las paletas

El número de potencia N_p depende del número de Reynolds para la agitación y el tipo de agitador.

A continuación se calcula el número de Reynolds por la siguiente ecuación:

$$R_e = \frac{N \cdot \rho \cdot d_2^2}{\mu} \quad (\text{Ec. 18})$$

Dónde:

N = Velocidad angular = 40 r.p.m. = 4,19 rad/s

ρ = Densidad de la sangre = 1500 kg/m³

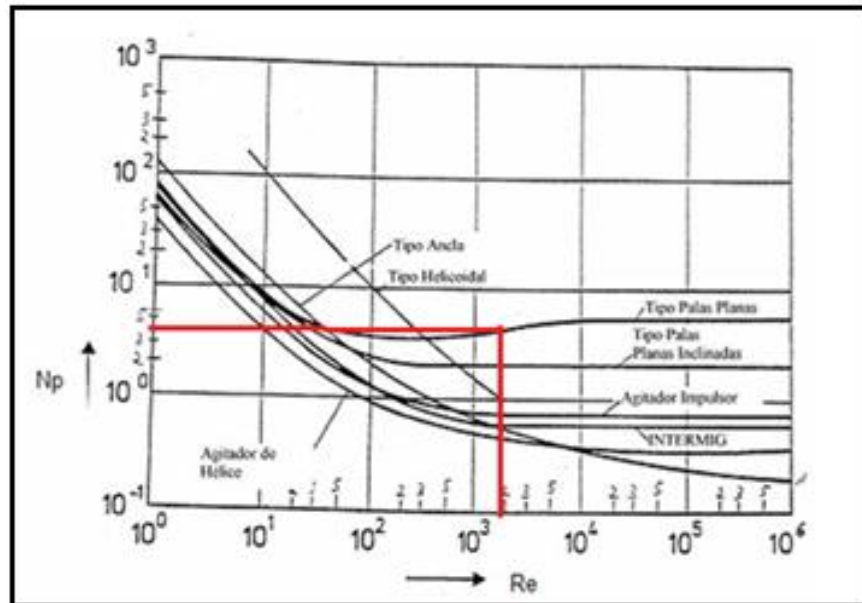
d_2 = Ancho de la aspa = 0,3 m

μ = Viscosidad dinámica de la sangre = 0,3 kg/m.s

$$R_e = \frac{\left(4,19 \frac{1}{s}\right) \cdot \left(1500 \frac{kg}{m^3}\right) \cdot (0,3m)^2}{0,3 \frac{kg}{m.s}}$$

$$R_e = 1885,5$$

A continuación se determina el número de potencia con el número de Reynolds y el tipo de agitador que se encuentra en la categoría de palas planas, entonces:



Fuente: Manual de potencias

Figura 24. Característica de la potencia frente el Reynolds

Se obtiene:

$$N_p = 4,5$$

Entonces la potencia teórica será:

$$P_a = (4,5) \left(1500 \frac{kg}{m^3} \right) \left(4,19 \frac{rad}{s} \right)^3 (0,3m)^5$$

$$P_a = 1206,57W \left(\frac{0,00134HP}{1W} \right)$$

$$P_a = 1,62HP$$

Por lo tanto según los catálogos de motores se selecciona un motor con las siguientes características:

Motor marca Siemens trifásico jaula de ardilla 220/400 V, catálogo No. 30000973

Potencia = 2 HP

Velocidad = 1200 r.p.m.

2.11. Diseño del sistema de transmisión

Lo primero que se debe determinar es la relación de transmisión necesaria para el requerimiento de lavado, por lo tanto:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (\text{Ec. 19})$$

Dónde:

i = Relación de transmisión

n_1 = Velocidad del motor

n_2 = Velocidad del tambor

Por lo tanto:

$$i = \frac{1200}{40}$$

$$i = 30$$

Como la relación de transmisión es alta se la realizará por etapas, de la siguiente forma:

- Transmisión por reductor, $i = 15$
- Transmisión por poleas V, $i = 2$

A continuación se dimensiona cada una de las transmisiones.

2.11.1. Transmisión por reductor

Selección del reductor de velocidad

Se necesita un reductor con una relación de transmisión de 15, en la tabla del anexo 4 se muestra las características de reductores.

Según la misma se opta por utilizar un reductor coaxial marca Rossi de tamaño 63:

$$N_1 = 1200 \text{ r.p.m.}$$

$$N_2 = 80 \text{ r.p.m.}$$

$$i = 15$$

$$\text{Potencia máxima transmitible} = 2,51 \text{ kW}$$

Las dimensiones se muestran en el anexo 5:

2.11.2. Transmisión por poleas trapeciales

Diseño de transmisión con Correas Trapeciales

Datos:

- Potencia nominal (P) = 2 HP
- Tipo de máquina y régimen de trabajo: Trabajo ligero menor que 8 horas.
- R.P.M. de la motriz y conducida:

$$N_1 = 80$$

$$N_2 = 40$$

1. Determinar la relación de transmisión $i \leq 6$

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

$$i = \frac{80}{40}$$

$$i = 2$$

2. Determinar la potencia de diseño o potencia corregida

$$P_c = P \cdot f_s \quad (\text{Ec. 20})$$

Dónde:

P_c = Potencia corregida

P = Potencia del motor

f_s = Factor de servicio

Tipo de servicio	Motor eléctrico	Motor de Combustión Interna	
		N. Oil > 4	N. Oil < 4
Ligero ≤ 8 h/día	1	1,1	1,2
Normal 8-16 h/día	1,2	1,3	1,4
Pesado 16-24h/día	1,4	1,5	1,6
Muy pesado (continuo)	1,8	1,8	2

Tabla 6. Tabla de servicio vs motores

Como la máquina debe permitir un trabajo menor de 8 horas se puede observar que el tipo de servicio es ligero, por lo tanto:

$$P_c = 2HP(1)$$

$$P_c = 2HP$$

3. Selección del tipo de banda (Con la potencia de diseño o corregida y la rpm de la rueda menor) ANEXO 6.

Según el ANEXO 6, el perfil de correa a utilizar es: el tipo B.

4. Selección del diámetro de la polea motriz (mm)

Como el perfil de correa a utilizar es el tipo B, en el catálogo de poleas marca BIRN los diámetros existentes en el mercado, se ha seleccionado una polea motriz de diámetro primitivo de 160 mm.

5. Selección del diámetro de la conducida:

$$D = i.d \quad (\text{Ec. 21})$$

$$D = 2(160mm)$$

$$D = 320mm$$

6. Cálculo de la distancia entre centros.

Como: $i = 1$ a 3 , entonces:

$$I \geq \frac{(i+1).d}{2} + d \quad (\text{Ec. 22})$$

$$I = \frac{(2+1).160}{2} + 160$$

$$I = 400mm$$

7. Longitud de la banda

$$L = 2.I + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4.I} \quad (\text{Ec. 23})$$

$$L = 2.(400) + 1,57(320 + 160) + \frac{(320 - 160)^2}{4.(400)}$$

$$L = 1569,6 \text{ mm}$$

8. Longitud nominal corregida

Según la sección en la Tabla del anexo 7, se escoge la longitud primitiva (mm) y número de correa.

Por lo tanto se determina que la correa que cumple con los requisitos es la B 60 con una longitud primitiva de 1556 mm

9. Corrección de la distancia entre centros

$$I_{real} = I \pm \frac{L - L'}{2} \begin{matrix} - si L' < L \\ + si L' > L \end{matrix} \quad (\text{Ec. 24})$$

Dónde:

I_{real} = Distancia real entre centros (mm)

I = Distancia calculada entre centros (mm)

L = Longitud de correa calculada (mm)

L' = Longitud de correa estandarizada (mm)

Por lo tanto:

$$I_{real} = 400 - \frac{1569,6 - 1556}{2}$$

$$I_{real} = 393,2mm$$

10. Ángulo de contacto

$$\delta = 180 - 57 \left(\frac{D - d}{I_{real}} \right) > 120 \quad \delta = \beta \quad (\text{Ec. 25})$$

$$\delta = 180 - 57 \left(\frac{320 - 160}{393,2} \right)$$

$$\delta = 156,8^\circ$$

11. Potencia transmisible por banda

La misma se calcula con la siguiente expresión:

$$Pa = (P_b + P_d) \cdot c_j \cdot c_l \quad (\text{Ec. 26})$$

Dónde:

P_a = Potencia transmisible por banda (HP).

P_b = Potencia base (HP).

P_d = Potencia adicional por relación de transmisión (HP).

c_j = Factor de corrección por arco de contacto.

c_l = Factor de corrección en función del tipo de correa.

Los factores de prestación de potencia se los puede determinar en la tabla del anexo 8:

Con los datos de 80 rpm de la polea motriz y un diámetro de 160 mm se obtiene:

$P_b = 3,24 \text{ HP}$ (Potencia teórica máxima a ser transmitida)

Como la relación de transmisión es de 2 y las rpm de la motriz son de 80 se puede observar que la prestación adicional por relación de transmisión P_d es de 0,38 HP.

El factor por longitud de correa se debe a la frecuencia con que se flexiona la correa sobre las poleas inversamente proporcional a su longitud ya que se debe compensar la prestación base que se obtiene de los desarrollos B90 de manera que todo largo superior aumentará la prestación base y por contraposición los largos inferiores disminuirán la prestación, en la tabla del ANEXO 9 se determina el valor de c_l .

Por lo tanto:

$$c_l = 0,92$$

Con un arco de contacto de 180° sobre la polea mayor, se obtiene la prestación óptima de la correa, pero como el ángulo calculado es menor, esto afecta la vida útil de la correa, para mantener un correcto nivel de funcionamiento, se debe disminuir la prestación base multiplicándola por un factor de corrección de arco, el cual se puede calcular en la tabla del ANEXO 10:

Quedando:

$$c_j = 0,94$$

Remplazando datos se obtiene:

$$P_a = (3,24 + 0,38)(0,92)(0,94)HP$$

$$P_a = 3,13HP \text{ (Potencia teórica máxima a ser transmitida)}$$

2.12. Número de bandas

Para determinar el número de bandas se utiliza la expresión:

$$N_b = \frac{P_c}{P_a} \quad (\text{Ec. 27})$$

Dónde:

N_b = Número de bandas.

P_c = Potencia corregida.

P_a = Potencia transmisible por banda.

Remplazando datos se obtiene:

$$N_b = \frac{2}{3,13}$$

$$N_b = 0,64 \approx 1$$

2.13. Selección de la polea

Para la selección, las poleas deben tener 1 garganta con las siguientes características:

Polea Motriz:

Diámetro primitivo = 200 mm

Sección = B1

Código = 52.0200.01 Anexo #12 (Catálogo poleas BIRN)

Tipo = Polea con brazos

Peso = 3,6 kg

Polea Conducida:

Diámetro primitivo = 400 mm

Sección = B1

Código = 52.0400.01 Anexo #12 (Catálogo poleas BIRN)

Tipo = Polea con brazos

Peso = 7,8 kg

2.14. Factor de seguridad

$$F_s = \frac{P_a \cdot N_b}{P_{nominal} \cdot KS} \quad (\text{Ec. 28})$$

Dónde KS es el factor de servicio y se lo determina en la tabla 7:

Máquina Movida	Máquina Motriz					
	Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas.			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro.		
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
Carga ligera Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de banda. Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Carga normal Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena. Fresadoras.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Carga pesada Bombas y compresores de uno y dos cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Carga muy pesada Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Fuente: <http://www.elprisma.com>

Tabla 7. Factor de servicio

Por lo tanto $KS = 1$ reemplazando datos se obtiene:

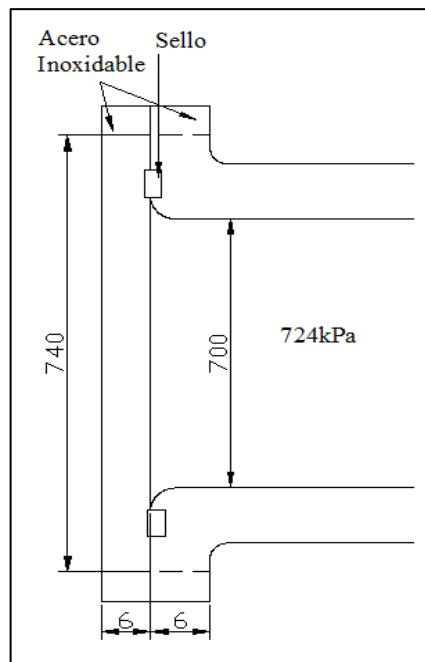
$$F_s = \frac{3,13.(1)}{2(1)}$$

$$F_s = 1,56$$

Según el fabricante un coeficiente de seguridad mayor o igual a 1 es aceptable para transmisión por correas trapeciales.

2.15. Diseño de pernos en las bridas

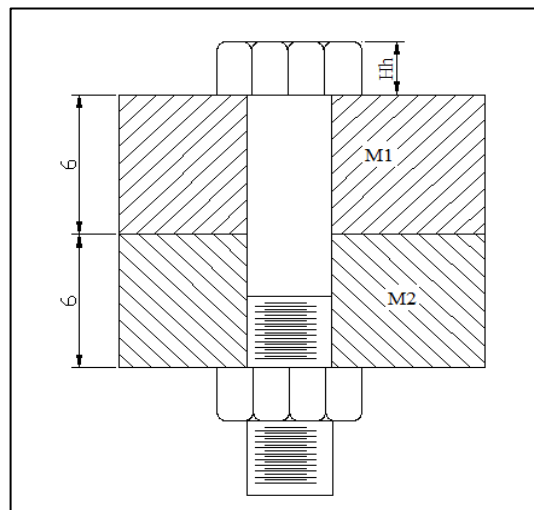
Debido a la presión interna que se genera y para poder dar mantenimiento al digestor, las bridas se montarán con pernos, los mismos que se diseñarán tanto en dimensión y número, para lo cual a continuación se muestra en la figura 25 con la brida montada con pernos:



Fuente: SHIGLEY J. E

Figura 25. Diseño de pernos en las bridas

Se puede observar que se utilizará empaque confinado para que no exista fugas en el digestor, por lo tanto la junta a diseñar se muestra a continuación en la figura 26:



Fuente: AUTOR

Figura 26. Diseño de pernos en las bridas

Los pernos están sujetos a tracción primaria, es decir se genera un esfuerzo de tracción debido a una fuerza axial, la misma es generada por la presión interna, a continuación se determina su valor:

$$F = P.A \quad (\text{Ec. 29})$$

Dónde:

F = Fuerza axial (N)

P = Presión interna (Pa)

A = Área interna del tanque (m^2)

La presión de diseño del tanque es de 724 kPa y el área se calcula a continuación:

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (\text{Ec. 30})$$

Como se debe calcular el área interna del cilindro, el diámetro corresponde a 0,7 m, por lo tanto:

$$A = \frac{\pi}{4} (0,7m)^2$$

$$A = 0,385m^2$$

Ahora se calcula la fuerza generada debido a la presión interna:

$$F = 724000Pa.(0,385m^2)$$

$$F = 278740N$$

Debido a que el digestor trabajará a presión continua, el diseño de los pernos será estático ya que no hay variaciones en la presión, por lo tanto cumple la siguiente expresión:

$$\frac{F_i}{A_t} + \frac{c \cdot \eta \cdot F}{z_b \cdot A_t} = S_y \quad (\text{Ec. 31})$$

Dónde:

F_i = Fuerza de pretensión (N)

A_t = Área del esfuerzo de tensión (mm^2)

c = Constante de rigidez de la junta

η = Coeficiente de seguridad

F = Fuerza axial (N)

z_b = Número de pernos

S_y = Resistencia a la fluencia del perno (MPa)

La fuerza de pretensado está en función del grado métrico del perno, y la misma se calcula así:

$$F_i = k_p \cdot S_p \cdot A_t \quad (\text{Ec. 32})$$

Dónde:

k_p = Factor de montaje

S_p = Resistencia de prueba (MPa)

A_t = Área del esfuerzo de tensión (mm^2)

El factor de montaje se considera 0,75 para conexiones no permanentes¹⁴ el mismo es un valor que asegura que el esfuerzo de compresión que se genera no supere la resistencia de prueba el momento del montaje, para que el perno no falle durante ésta etapa.

¹⁴Diseño en Ingeniería Mecánica, Shygly, 8 Ed. Pág. 427

El valor de la resistencia de prueba depende del grado métrico del perno, en un primer intento se utilizarán pernos con un grado métrico de 4,6; en la tabla del ANEXO 11 se muestra la resistencia de los pernos:

Donde las propiedades mecánicas de los pernos de grado métrico 4,6 son:

$$S_p = 225 \text{ MPa}$$

$$S_y = 240 \text{ MPa}$$

En la primera iteración para el diseño de los pernos se debe asumir ciertos valores para determinar el área de tracción de los pernos requerida, por lo tanto la misma se mantiene como incógnita, entonces se determina el valor de la fuerza de pretensión:

$$F_i = 0,75 \cdot A_t (225 \text{ MPa})$$

$$F_i = 168,75 \cdot A_t$$

El valor de la constante de rigidez de la junta se asume, para una vez determinada el área requerida de los pernos calcularla y refinar los valores obtenidos, la constante de rigidez de la junta se refiere al porcentaje de carga que soporta el perno ya que ésta se distribuye entre él y los materiales, cuando se opta por utilizar el empaque tipo sánduche, el perno tiende a soportar casi en su totalidad la carga, por lo tanto en estos casos el valor de c se asume 1.

En cambio cuando el empaque a utilizar es del tipo confinado la carga se distribuye casi en un 50% entre el perno y los materiales, éste valor depende de la rigidez de cada uno, es estos casos en la primera iteración se asume el valor de la constante de rigidez de la junta de 0,4.

El número de pernos está en función del diámetro en el cuál se montarán, el mismo tiene un valor de 740 mm, la distribución de éstos debe permitir que la presión en el sello sea uniforme para que no existan fugas, para lo cual se considera que la distancia entre pernos debe estar en el siguiente intervalo:

$$3d_b < x < 10d_b$$

Como se observa el intervalo depende del tamaño del perno, el mismo que se desea calcular, por lo tanto se asumirá un número de pernos y al final una vez obtenido el tamaño se comprobará que la distancia entre éstos se encuentre dentro del rango recomendado.

En la primera iteración se empleará 36 pernos distribuidos uniformemente.

El coeficiente de seguridad se puede estimar un valor de 2 ya que en el funcionamiento de la máquina no está en riesgo la vida humana.

Finalmente remplazando datos en la ecuación 32 se obtiene:

$$\frac{168,75.A_t}{A_t} + \frac{(0,4).(2).(278740)}{36.A_t} = 240$$

$$168,75 + \frac{(0,4).(2).(278740)}{36.A_t} = 240$$

$$\frac{222992}{36.A_t} = 71,25$$

$$A_t = 86,94mm^2$$

Por lo tanto en la tabla del anexo 12 se selecciona el perno con el área de tracción más cercana al valor calculado.

Así se puede observar que el valor más cercano corresponde a un perno M12 rosca fina(MF), el cuál tiene un área de esfuerzo de tensión de:

$$A_t = 92,1mm^2$$

Una vez que se tiene el tamaño del perno se procede a refinar los cálculos para comprobar la resistencia mecánica de la junta, para ello debemos calcular la constante de rigidez de la junta a continuación:

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_{mt}} \quad (\text{Ec. 33})$$

Dónde:

k_b = Rigidez del perno (N/mm)

k_{mt} = Rigidez de los materiales (N/mm)

La rigidez del perno se puede obtener con la expresión:

$$k_b = \frac{A_b E_b}{L_b} \quad (\text{Ec. 34})$$

En la cual:

A_b = Área del perno (mm^2)

E_b = Módulo de elasticidad del perno (MPa)

L_b = Longitud de la junta (mm)

El área del perno se calcula con el diámetro nominal que es de 12 mm, por lo tanto:

$$A_b = \frac{\pi d_c^2}{4} \quad (\text{Ec. 35})$$

$$A_b = \frac{\pi * 12^2}{4}$$

$$A_b = 113,1 \text{ mm}^2$$

El material del perno es acero, entonces el módulo de elasticidad será de 206 800 MPa, la longitud de la junta es igual a la suma de los espesores de los materiales, es decir 12 mm, al remplazar los datos se obtiene el valor de la rigidez del perno:

$$k_b = \frac{(113,1 \text{ mm}^2)(207000 \text{ MPa})}{12 \text{ mm}}$$

$$k_b = 1950975 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Al calcular la rigidez de los materiales, éstos se considerarán como muelles en serie por lo tanto para sumar la rigidez de cada uno se utiliza la expresión:

$$\frac{1}{k_{mt}} = \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} \quad (\text{Ec. 36})$$

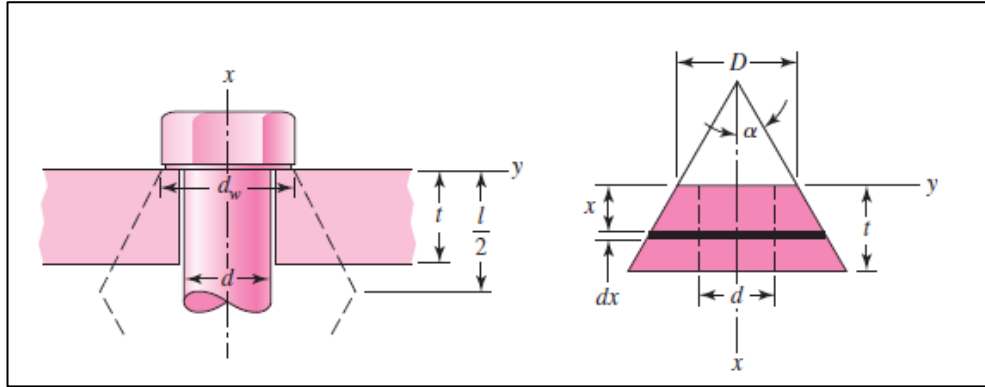
Dónde:

k_{mt} = Rigidez de los materiales (N/mm)

k_{m1} = Rigidez de la brida (N/mm)

k_{m2} = Rigidez del tanque (N/mm)

Para el cálculo de la rigidez de cada material se utiliza la teoría de Ito, ya que experimentalmente se ha comprobado que la teoría del cilindro de presión no ofrece resultados coherentes, en la figura 27 se muestra el área de cada material.



Fuente: Teoría de Ito¹⁵

Figura 27. Área de materiales

Como el espesor de los materiales son iguales y solo hay 2, la constante de rigidez de cada uno será igual por simetría:

$$k_{m1} = k_{m2} = \frac{0,5774\pi.E.d}{2.In\left(5\frac{0,5774.l + 0,5d}{0,5774.l + 2,5d}\right)} \quad (\text{Ec. 37})$$

En el cual:

E = Módulo de elasticidad del material (MPa)

d = diámetro nominal del perno (mm)

l = Longitud del material (mm)

¹⁵Diseño en Ingeniería Mecánica, Shygly, 8 Ed.

Como se tienen todos los datos necesarios se calcula la rigidez de cada material:

$$k_{m1} = k_{m2} = \frac{0,5774\pi \cdot (207000) \cdot (12)}{2 \cdot \ln \left(5 \frac{0,5774 \cdot (6) + 0,5(12)}{0,5774 \cdot (6) + 2,5(12)} \right)}$$

$$k_{m1} = k_{m2} = 6502099,89 \frac{N}{mm}$$

Por lo tanto la constante es igual a:

$$\frac{1}{k_{mt}} = \frac{1}{6502099,89 \frac{N}{mm}} + \frac{1}{6502099,89 \frac{N}{mm}}$$

$$k_{mt} = 3251049,95 \frac{N}{mm}$$

Como ya se tienen todos los datos, se calcula la constante de rigidez de la junta:

$$c = \frac{1950975 \frac{N}{mm}}{1950975 \frac{N}{mm} + 3251049,95 \frac{N}{mm}} \quad (\text{Ec. 38})$$

$$c = 0,375$$

Ahora se debe calcular el coeficiente de seguridad de la junta, para lo cual utilizamos la expresión:

$$\frac{F_i}{A_t} + \frac{c.\eta..F}{z_b.A_t} = S_y \quad (\text{Ec. 39})$$

Como todos los datos ya fueron analizados con anterioridad hay que remplazarlos y determinar el nuevo coeficiente de seguridad con los datos refinados:

$$168,75 + \frac{0,375.\eta.(278740)}{36.(92,1)} = 240$$

$$31,53\eta = 71,25$$

$$\eta = 2,26$$

Como el resultado es mayor a 2 se puede asegurar la resistencia mecánica de la junta, ahora se procede a verificar si el número de pernos es el correcto para asegurar el sello en el digestor.

$$x = \frac{\pi.D}{\#P}$$

$$x = \frac{\pi.(740mm)}{36}$$

$$x = 64,58mm$$

Rango recomendado:

$$3d_b < x < 10d_b$$

$$3(12mm) < x < 10(12mm)$$

$$36mm < x < 120mm$$

Se puede observar que la distancia entre los pernos es la adecuada para asegurar que no existan fugas en el digestor:

$$36 < 64,58 < 120$$

Finalmente hay que calcular el torque de apriete de los pernos en el montaje, para lo cual se utiliza la siguiente expresión:

$$T = K.F_i.d \quad (\text{Ec. 40})$$

Dónde:

K = Coeficiente de torque

F_i = Fuerza de pretensión(N)

d =Diámetro del perno (mm)

El coeficiente de torque depende de la fricción que exista entre los materiales y el perno¹⁶, en condiciones normales se recomienda un valor de 0,2, a continuación se calcula la fuerza de pretensión:

$$F_i = 168,75.A_t$$

$$F_i = 168,75.(92,1)$$

$$F_i = 15541,88N$$

Remplazando datos se obtiene el valor del torque de apriete:

$$T = 0,2.(15541,88N)(12mm)$$

$$T = 37300,5N.mm$$

¹⁶Diseño en Ingeniería Mecánica, Shygly, 8 Ed. Pág. 423

2.16. Diseño de las paletas

Para el diseño del digestor se ha considerado un ancho de las paletas de 0,3m y un alto de 0,15m, para determinar el espesor de las paletas se debe calcular la fuerza que se genera cuando éstas mueven el fluido, por lo tanto se utiliza la expresión:¹⁷

$$F_x = \rho A_0 (V_0 - u)^2 (1 - \cos \theta) \quad (\text{Ec. 41})$$

$$F_y = \rho A_0 (V_0 - u)^2 \sin \theta \quad (\text{Ec. 42})$$

Dónde:

F_x = Fuerza generada en el eje X (N)

F_y = Fuerza generada en el eje Y (N)

ρ = Densidad del fluido (kg/m³)

A_0 = Área de la paleta (m²)

V_0 = Velocidad inicial del fluido (m/s)

u = Velocidad tangencial de la paleta (m/s)

θ = Ángulo de curvatura

Tomando en cuenta que las posiciones más críticas del movimiento se dan cuando la paleta está en estado vertical u horizontal, se puede indicar que al momento que la paleta se encuentra en un posicionamiento vertical el ángulo de curvatura de la paleta equivale a 90° y por lo tanto las ecuaciones anteriores toman la forma de:

¹⁷STREETER Víctor / WYLIE Benjamin / BEDFORD Keith, (2000), "Mecánica de Fluidos", Editorial Mc grawhill, Colombia, pág. 143 a 148

$$F_x = F_y = \rho A_0 (V_0 - u)^2$$

Para determinar la fuerza resultante aplicando Pitágoras se obtiene:

$$F = \sqrt{2} F_x \quad (\text{Ec. 43})$$

$$F = \sqrt{2} \rho A_0 (V_0 - u)^2$$

Mientras que al considerar la paleta en posición horizontal el ángulo de curvatura es equivalente a 180° lo cual hace que las ecuaciones anteriores tomen la forma de:

$$F_x = 2 \rho A_0 (V_0 - u)^2$$

$$F_y = 0$$

La fuerza resultante es igual a:

$$F = 2 \rho A_0 (V_0 - u)^2$$

Para diseñar la paleta se debe utilizar la fuerza máxima, numéricamente se puede observar que dicha fuerza se genera cuando ésta se encuentra en posición horizontal.

Primero se determina el área de la paleta:

$$A_0 = b.h \quad (\text{Ec. 44})$$

$$A_0 = (0,3m).(0,15m)$$

$$A_0 = 0,045m^2$$

En un principio el fluido se encuentra en reposo:

$$V_0 = 0$$

La velocidad tangencial de las paletas se calcula con la expresión:

$$u = r \cdot \omega \quad (\text{Ec. 45})$$

Dónde:

r = Radio (m)

ω = Velocidad angular (rad/s) (40 r.p.m. = 4,19 rad/s)

Para determinar el radio se debe considerar que el diámetro del tanque es de 700 mm; así, para evitar el rozamiento de las paletas y el tanque se estimará un espacio entre ellos de 10 mm, y como la fuerza se aplicará en la mitad de la paleta el radio será:

$$r = \frac{700\text{mm}}{2} - 10\text{mm} - \frac{150\text{mm}}{2}$$

$$r = 265\text{mm} = 0,265\text{m}$$

Remplazando los datos se obtiene la velocidad tangencial de las paletas:

$$u = 0,265\text{m} \cdot \left(4,19 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

$$u = 1,11 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La fuerza generada en la paleta será:

$$F = 2 \left(1500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0,045\text{m}^2) \left(1,11 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2$$

$$F = 166,33\text{N}$$

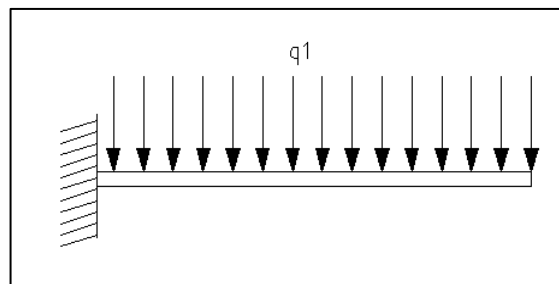
A ésta fuerza se debe sumar la fuerza requerida para soportar el peso estático del fluido, el cual se calculó con anterioridad:

$$F_t = F + P \quad (\text{Ec. 46})$$

$$F_t = 166,33N + 147kg \left(9,8 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$F_t = 1606,93N$$

Se considera que la paleta se encuentra empotrada a un eje en su parte media, lo que facilita su diseño en base a un análisis de sólo la mitad del elemento por ser simétrico, a continuación se muestra la paleta con su respectiva carga en la figura 28:



Fuente: AUTOR

Figura 28. Carga de la paleta

Ahora se calcula la fuerza que se aplica como carga uniforme:

$$q_1 = \frac{F_t}{x} \quad (\text{Ec. 47})$$

Donde:

q_1 = Carga uniforme (N/m)

F_t = Fuerza total (N)

x = Longitud media de la paleta (m)

Remplazando datos se obtiene:

$$q_1 = \frac{1606,93N}{0,15m}$$

$$q_1 = 10712,87 \frac{N}{m}$$

El momento flector máximo se pueden calcular con la siguiente expresión, ya que la viga es empotrada con carga uniforme.¹⁸

$$M = q \frac{l^2}{2} \quad (\text{Ec. 48})$$

El mismo se genera en el empotramiento, remplazando datos se obtiene:

$$M = 10712,87 \frac{N}{m} \frac{(0,15m)^2}{2}$$

$$M = 120,52N.m$$

Para el caso de flexión se observa que el esfuerzo se lo calcula así:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ec. 49})$$

Dónde:

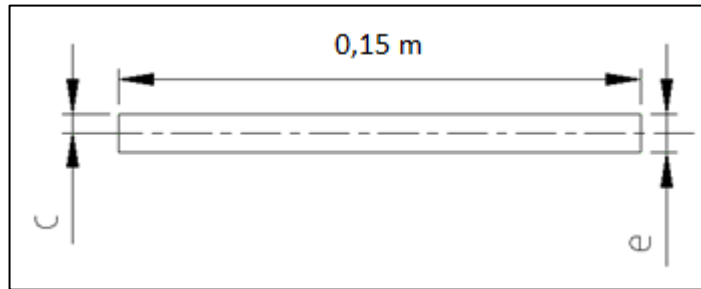
M = Momento flector máximo en la viga (N/m)

c = Distancia máxima al eje neutro (m)

I = Momento de inercia de la viga (m⁴)

¹⁸Shygley, "Diseño en Ingeniería Mecánica, 4 Edición, Tabla A12, pág. 733":

La viga se la considera como se muestra en la figura 29:



Fuente: AUTOR

Figura 29. Carga de la paleta

$$c = \frac{e}{2} \quad (\text{Ec. 50})$$

$$I = \frac{1}{12} 0,15 e^3$$

Remplazando datos se obtiene:

$$\sigma = \frac{120,52 \left(\frac{e}{2} \right)}{\frac{1}{12} (0,15) e^3}$$

$$\sigma = 4820,8 \frac{1}{e^2}$$

Así el coeficiente de seguridad es igual a:

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma} \quad (\text{Ec. 51})$$

Asumiendo un coeficiente de seguridad de 2, para asegurar el correcto funcionamiento de la paleta, se calcula su espesor:

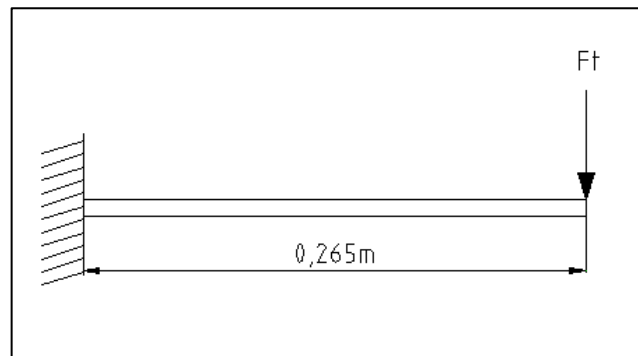
$$2 = \frac{276000000}{4820,8 \frac{1}{e^2}}$$

$$e = \sqrt{\frac{2(4820,8)}{260000000}}$$

$$e = 0,006 \text{ m}$$

Por lo tanto las aspas deben tener como mínimo un espesor de 6 mm.

Las paletas se montarán en platinas, que serán acopladas al eje, por lo que se debe determinar el espesor de las mismas para asegurar su resistencia mecánica, a continuación se muestra la carga que se aplica en la misma, la cual corresponde a la fuerza generada en la paleta. Ver figura 30.



Fuente: AUTOR

Figura 30. Carga en platinas

El momento flector máximo se pueden calcular con la siguiente expresión, ya que la viga es empotrada con carga en el extremo.¹⁹

$$M = F_t \cdot l \quad (\text{Ec. 52})$$

¹⁹Shygley, "Diseño en Ingeniería Mecánica, 4 Edición, Tabla A12, pág. 732":

Remplazando datos se obtiene:

$$M = 1606,93N(0,265m)$$

$$M = 425,84N.m$$

Para el caso de flexión se observa que el esfuerzo se lo calcula con la expresión:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ec. 53})$$

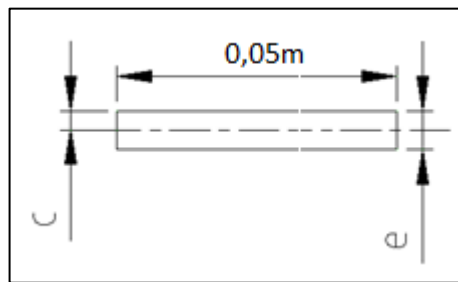
Dónde:

M = Momento flector máximo en la viga (N/m)

c = Distancia máxima al eje neutro (m)

I = Momento de inercia de la viga (m^4)

La viga se considera como se muestra a continuación en la figura 31:



Fuente: AUTOR

Figura 31. Viga

$$c = \frac{e}{2}$$

$$I = \frac{1}{12} 0,05e^3$$

Remplazando los datos se obtiene:

$$\sigma = \frac{425,84 \left(\frac{e}{2} \right)}{\frac{1}{12} (0,05)e^3}$$

$$\sigma = 51100,8 \frac{1}{e^2}$$

Por lo tanto el coeficiente de seguridad es igual a:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma}$$

Asumiendo un coeficiente de seguridad de 2, para asegurar el correcto funcionamiento de la paleta, se calcula su espesor:

$$2 = \frac{276000000}{4820,8 \frac{1}{e^2}}$$

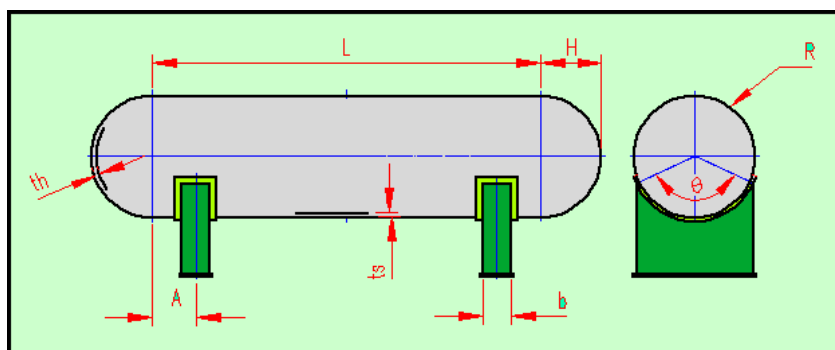
$$e = \sqrt{\frac{2(51100,8)}{260000000}}$$

$$e = 0,0198 \text{ m}$$

Por lo tanto las platinas deben tener como mínimo un espesor de 19,8 mm, así que se optará por platinas de 20x50mm.

2.17. Diseño de la estructura

El digestor se considera como un tanque horizontal sometido a presión interna, por lo cual se debe montar sobre dos silletas, tal como se muestra en la figura 32:



Fuente: AUTOR

Figura 32. Diseño Estructura

Para el diseño de las silletas se debe calcular el peso total del digestor, por lo que a continuación se calcula el peso de cada componente:

2.17.1. Peso de la sangre:

El volumen a tratar son 300 lt que equivalen a $0,3m^3$ y como la densidad de la sangre es de $1500\text{ kg}/m^3$ el peso será:

$$P_s = \rho_s \cdot V_s \quad (\text{Ec. 54})$$

$$P_s = 1500 \frac{kg}{m^3} \cdot (0,3m^3)$$

$$P_s = 450kg$$

2.17.2. Peso del cuerpo:

El cuerpo se compone de un cilindro hueco con unas bridas montadas en sus extremos, su volumen se lo puede calcular con la expresión:

$$V_c = \pi h(r_e^2 - r_i^2) + \pi l_c(r_b^2 - r_e^2) \quad (\text{Ec. 55})$$

Dónde:

h = Largo del cilindro (m)

r_e = Radio externo del cilindro (m)

r_i = Radio interno del cilindro (m)

l_c = Espesor de la brida (m)

r_b = Radio de la brida (m)

Todos los datos ya se han calculado con anterioridad, al remplazar los datos se obtiene:

$$V_c = \pi(1,22)(0,352^2 - 0,35^2) + \pi(0,006)(0,39^2 - 0,352^2)$$

$$V_c = 0,0059m^3$$

Como el material de construcción es de acero inoxidable 304 cuya densidad es de 7930 kg/m^3 el peso del cuerpo será:

$$P_c = \rho_{ac} \cdot V_c \quad (\text{Ec. 56})$$

$$P_c = 7930 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (0,0059 \text{m}^3)$$

$$P_c = 46,787 \text{kg}$$

2.17.3. Peso de las bridas

Las mismas se construirán de forma cilíndrica, y su volumen se calcula a continuación:

$$V_b = \pi l_b r_b^2 \quad (\text{Ec. 57})$$

Dónde:

l_b = Espesor de la brida (m)

r_b = Radio externo de la brida (m)

Sustituyendo datos:

$$V_b = \pi(0,006)(0,39)^2$$

$$V_b = 0,0029 \text{m}^3$$

Como el material de construcción es de acero inoxidable 304 y se montarán dos bridas el peso de las mismas será:

$$P_b = 2\rho_{ac} \cdot V_b \quad (\text{Ec. 58})$$

$$P_b = 2 \left(7930 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot (0,0029 \text{m}^3)$$

$$P_b = 46 \text{kg}$$

2.17.4. Peso del eje

El diámetro mayor del eje se ha determinado que debe ser de 33 mm, el mismo que tiene un largo de 1,75 m por lo tanto su volumen será:

$$V_e = \pi l_e r_e^2 \quad (\text{Ec. 59})$$

Dónde:

l_e = Espesor de la brida (m)

r_e = Radio externo de la brida (m)

Remplazando datos se obtiene:

$$V_e = \pi(1,75)(0,0165)^2$$

$$V_e = 0,0015m^3$$

Como el material de construcción es de acero inoxidable 304 el peso del eje será:

$$P_e = \rho_{ac} \cdot V_e \quad (\text{Ec. 60})$$

$$P_e = 7930 \frac{kg}{m^3} \cdot (0,0015m^3)$$

$$P_e = 11,9kg$$

2.17.5. Peso de las paletas

Las paletas se constituyen por las aspas y una platina que se conecta al eje, por lo que su volumen se puede calcular con la expresión:

$$V_p = a_a \cdot h_a \cdot e_a + l_p \cdot a_p \cdot e_p \quad (\text{Ec. 61})$$

Dónde:

a_a = Ancho del aspa (m)

h_a = Alto del aspa (m)

e_a = Espesor del aspa (m)

l_p = Largo de la platina (m)

a_p = Ancho de la platina (m)

e_p = Espesor de la platina (m)

Sustituyendo datos:

$$V_p = (0,3)(0,15)(0,006) + (0,265)(0,05)(0,02)$$

$$V_p = 0,000535m^3$$

Como el material de construcción es de acero inoxidable 304 y se montarán 4 paletas su peso será:

$$P_p = 4\rho_{ac} \cdot V_e \quad (\text{Ec. 62})$$

$$P_p = 4 \left(7930 \frac{kg}{m^3} \right) \cdot (0,000535m^3)$$

$$P_p = 16,97kg$$

2.17.6. Peso de la polea

Según el fabricante (VER ANEXO 12) el peso de la polea conducida es de:

$$P_{po} = 7,8kg$$

Sumando el peso de todos los componentes se obtiene el peso total:

$$P_t = 579,457kg$$

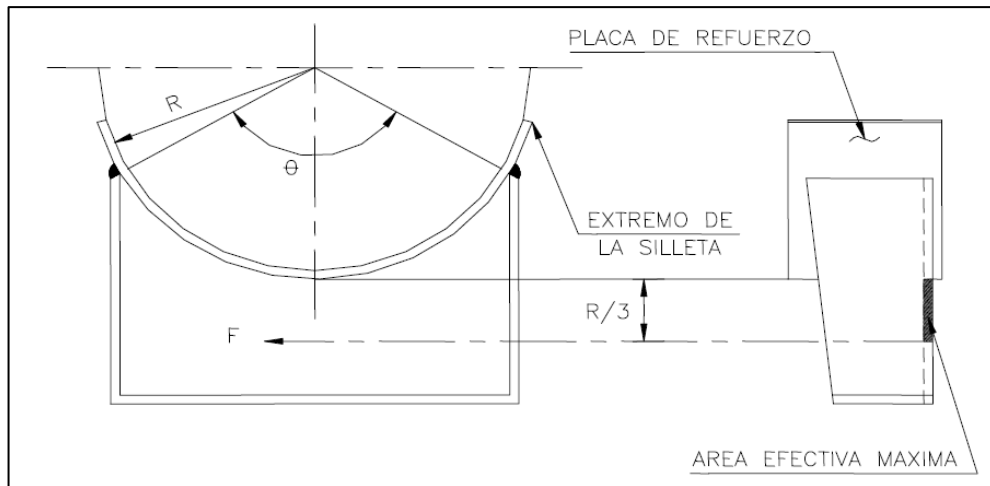
Este valor se aumentará en un 10% por el hecho de que no se han considerado algunos elementos como rodamientos, chumaceras, etc. Por lo tanto el peso total del digestor es:

$$P_T = 637,42kg$$

2.18. Diseño de las silletas

Desde el punto de vista estático y económico se prefiere el uso de dos silletas únicamente a diferencia del sistema de varios soportes, la ubicación de las silletas la determina a veces la situación de aberturas, resumideros, etc., en el fondo del recipiente. Si no es el caso, las silletas pueden situarse en los puntos estáticamente óptimos, la distancia entre la brida y la silleta en ningún caso debe ser mayor a 0,2 veces la longitud del recipiente.

El ángulo de contacto mínimo sugerido por el Código ASME es de 120^0 como se muestra en la figura 33:



Fuente: Megyesy Eugene.²⁰

Figura 33. Diseño de silletas

Para asegurar la resistencia mecánica de la silleta, la sección más baja deberá resistir la fuerza horizontal (F), la sección transversal efectiva de la silleta que resistirá esta carga estará a un tercio del radio del recipiente(R).

La fuerza F se puede calcular con la expresión:

$$F = K_{11} \cdot Q \quad (\text{Ec. 63})$$

Dónde:

K_{11} = Constante de ángulo de contacto

Q = Carga sobre una silleta (N)

El esfuerzo que soporta la misma se determina dividiendo la fuerza para el área efectiva máxima, por lo tanto:

²⁰Manual a Recipientes a Presión, pág. 100.

$$\sigma_s = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 64})$$

Dónde el área efectiva como se menciona debe ser igual a:

$$A = \frac{R}{3} t \quad (\text{Ec. 65})$$

Dónde:

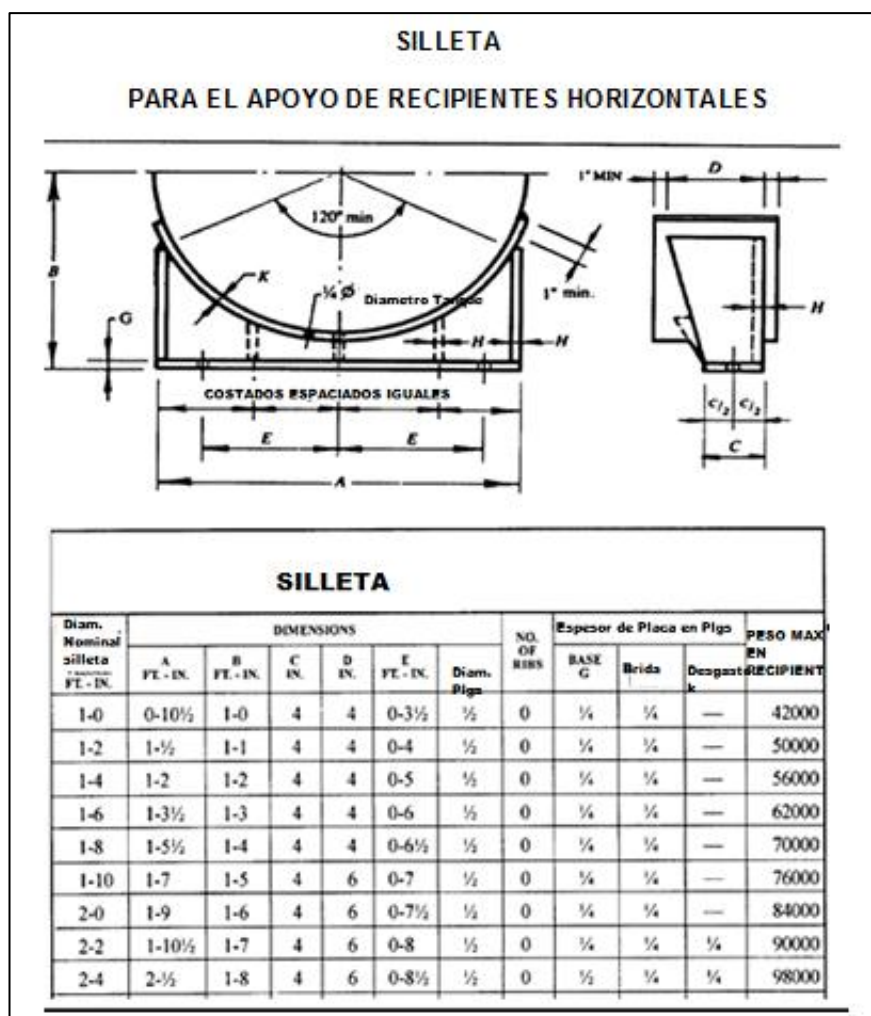
R = Radio externo del digestor (m)

t = Espesor de la placa del alma de la silleta (m)

El esfuerzo medio no debe ser mayor de dos tercios del esfuerzo a la tensión del material:

$$\sigma_s < \frac{2}{3} S_y$$

La construcción de la silleta se la debe realizar de acuerdo a dicho código y comprobar su resistencia mecánica, a continuación se muestra el esquema de la silleta en la figura 34:



Fuente: Megyesy Eugene.²¹

Figura 34. Esquema de la silleta

Las dimensiones dependen del diámetro del recipiente, como el diámetro del digestor es de 704 mm (2 ft 3,7 in), se observa que corresponde al tamaño de diámetro de 2-4 en la tabla anterior, entonces el valor del espesor de la placa de la silleta tiene un valor de ¼ in (6,35 mm) con este valor del espesor se calcula el esfuerzo medio que se genera en la silleta:

²¹Idem. 18

$$A = \frac{0,352m}{3} (0,00635m)$$

$$A = 0,00075m^2$$

Para calcular la fuerza se halla el valor de K_{11} que depende del ángulo de contacto entre la silleta y el digestor, el mismo se lo puede obtener de la tabla 8:

VALORES DE LA CONSTANTE K_{11}						
Angulo de contacto, ϑ	120°	130°	140°	150°	160°	170°
K_{11}	0,204	0,222	0,241	0,259	0,279	0,318

Fuente: Megyesy Eugene ²²

Tabla 8. Valores de la constante K_{11}

Como dice la norma el ángulo mínimo de contacto es de 120°, el mismo será el valor a utilizar en el digestor, por lo tanto:

$$K_{11} = 0,204$$

El valor de Q es igual al peso total del digestor dividido para 2, ya que se montarán 2 silletas, entonces:

$$Q = \frac{P_T}{2} \quad (\text{Ec. 66})$$

$$Q = \frac{637,42kg}{2} \left(9,8 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$Q = 3123,36N$$

²²Manual a Recipientes a Presión, pag. 101.

Entonces el valor de la fuerza es igual a:

$$F = 0,204 \cdot (3123,36N)$$

$$F = 637,17N$$

Ahora el esfuerzo en la silleta es igual a:

$$\sigma_s = \frac{637,17N}{0,00075m^2}$$

$$\sigma_s = 849553,92Pa$$

$$\sigma_s = 0,85MPa$$

2.19. Análisis térmico

El análisis térmico permitirá obtener la potencia requerida por el quemador que se encargará de generar el aire caliente, además de determinar el espesor del aislante térmico para asegurar que las pérdidas de calor sean mínimas.

2.19.1. Volumen de aire requerido en el proceso

El volumen de aire es el necesario para que toda la cámara se encuentre a la temperatura de 114 °C, la misma que se puede calcular con la siguiente Ecuación:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (\text{Ec. 67})$$

En la cual:

V = Volumen de aire requerido (m^3)

m = Masa de aire en el sistema, (kg)

ρ = Densidad del aire la temperatura del digestor (kg/m^3)

El volumen de aire para que se llene la cámara del digestor es igual a la diferencia de volúmenes del digestor y la sangre a procesar:

$$V = V_d - V_s \quad (\text{Ec. 68})$$

Dónde:

V_d = Volumen del digestor ($0,39 m^3$)

V_s = Volumen de la sangre ($0,3 m^3$)

Remplazando datos:

$$V = 0,39m^3 - 0,3m^3$$

$$V = 0,09m^3$$

Como el aire en el digestor se encuentra a $114^\circ C$ ($387 K$) la densidad del mismo se encuentra en la tabla del anexo 12:

De la misma densidad del aire se obtiene:

$$\rho = 0,903314 \frac{kg}{m^3}$$

Por lo tanto la masa de aire necesaria en el proceso es igual a:

$$m = V \cdot \rho \quad (\text{Ec. 69})$$

$$m = (0,09m^3) \cdot \left(0,903314 \frac{kg}{m^3}\right)$$

$$m = 0,0813kg$$

Para determinar el flujo del aire se divide la masa calculada para el tiempo que demora dentro del digestor:

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (\text{Ec. 70})$$

La velocidad del aire para procesos de secado no debe ser muy alta para evitar la degradación de la sustancia a secar, en el caso del secado de la sangre una velocidad excesiva produciría una harina de sangre baja en proteínas ya que las mismas se perderían en el proceso, por lo cual se debe utilizar una velocidad dentro del rango de 0 a 2,5 m/s, para el diseño del digestor se utilizará una velocidad de 2 m/s y como la longitud del digestor es de 1,2 m el tiempo de residencia del aire será:

$$t = \frac{d}{v} \quad (\text{Ec. 71})$$

$$t = \frac{1,2m}{2 \frac{m}{s}}$$

$$t = 0,6s$$

Remplazando datos:

$$\dot{m} = \frac{0,0813kg}{0,6s}$$

$$\dot{m} = 0,1355 \frac{kg}{s}$$

2.19.2. Cálculo del calor requerido

El calor será aportado por un quemador, que debe ser capaz de elevar a la temperatura requerida del aire, calentar la cámara y aportar las pérdidas de calor:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (\text{Ec. 72})$$

Dónde:

Q = Calor total requerido

Q_1 = Calor para la generación de aire caliente

Q_2 = Calor para calentar la cámara

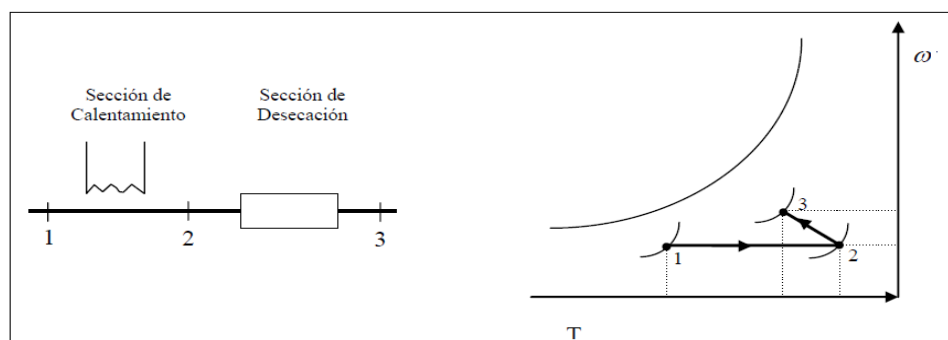
Q_3 = Pérdida de calor en el proceso

A continuación se calcula cada término para establecer el calor total requerido.

2.19.3. Calor para la generación de aire caliente

Debido a que el aire que se utiliza en el secado sale con muchas bacterias no se lo puede reutilizar en el proceso por lo tanto se debe realizar un proceso sin recirculación.

El proceso sin recirculación de aire está compuesto por una sección de calentamiento a humedad absoluta constante (proceso 1-2), y una sección de secado a entalpía constante (proceso 2-3), como se indica en la Figura 35:



Fuente: INCROPERA, F y DEWITT.

Figura 35. Proceso sin recirculación

En la cual el estado 1 son las condiciones ambientales o entrada al equipo, el estado 2 es la entrada a la cámara del digestor y el estado 3 es la salida de la cámara del digestor.

Definición de estados:

Estado 1:

$$T_{bs} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Phi = 50\%$$

Dónde:

T_{bs}: Temperatura de bulbo seco

Φ: Porcentaje de humedad relativa

Con estos valores en la tabla psicrométrica a una altitud de 2800 m se obtiene los siguientes valores:

$$h_1 = 46,047\text{ kJ/kg}$$

$$w_1 = 0,01019\text{ kgv/kg}$$

Estado 2:

$$T_{bs} = T_s = 114^{\circ}\text{C}$$

$$\omega_1 = \omega_2 = 0,01019\text{ kgv/kg}$$

Dónde:

T_{bs}: Temperatura de bulbo seco

T_s: Temperatura de salida

ω: humedad específica

Como se tiene la temperatura y la humedad específica se obtiene la entalpia:

$$h_2 = 142,6466\text{ kJ/kg}$$

Estado 3

$$h_2 \cong h_3$$

El calor necesario para la generación de aire caliente es igual a la diferencia de entalpías del aire de entrada y salida por el caudal del aire:

$$Q_1 = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{Ec. 73})$$

$$Q_1 = 0,1355 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(142,6466 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 46,047 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_1 = 13,09 \text{ kW}$$

2.19.4. Calor para calentar la cámara del digestor

Los diferentes materiales almacenan energía en forma de calor y cada uno de forma diferente, de acuerdo con la propiedad del calor específico C_p .

$$Q_2 = \frac{m}{t} C_p \Delta T \quad (\text{Ec. 74})$$

Dónde:

Q_2 = Calor transferido al recipiente de acero inoxidable de pared delgada, (kJ)

m = Masa del recipiente de acero inoxidable, (kg)

t = tiempo en el que se calienta el recipiente, (s)

C_p = Calor específico del recipiente, (kJ/kg °C)

ΔT = Incremento de temperatura de la cámara, desde 15 °C hasta 114 °C

El tiempo en que el digestor se calienta se puede considerar el un tercio del tiempo total de cocción, el cual es de 2 horas (7200 seg), por lo tanto el tiempo a considerar será de 7200seg.

La masa a considerar será igual a la masa del cilindro y las bridas, las mismas que fueron calculadas, con anterioridad:

$$m = m_c + m_b \quad (\text{Ec. 75})$$

$$m = 46,787kg + 46kg$$

$$m = 92,787kg$$

El digestor se va a construir en acero inoxidable, por lo tanto las propiedades del acero inoxidable 304 se muestran en la tabla del anexo 13.

$$c_p = 500 \text{ J/kg.K} = 0,5 \text{ kJ/kg.K}$$

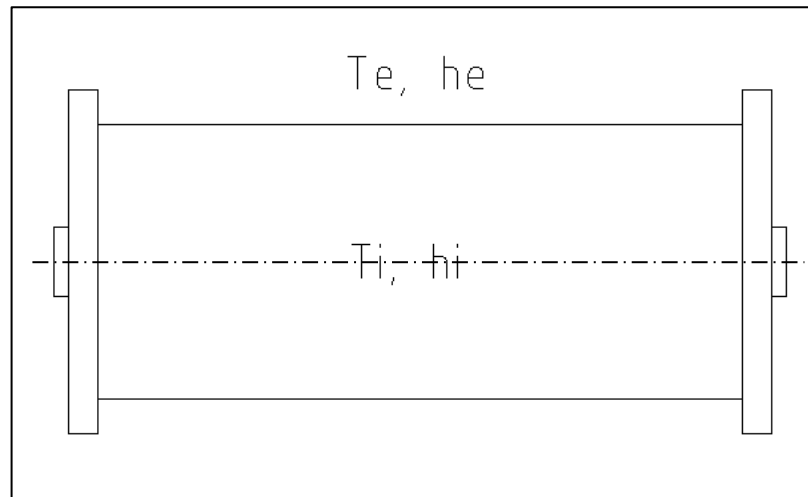
Sustituyendo se obtiene:

$$Q_2 = \frac{92,787kg}{7200s} \left(0,5 \frac{J}{kg.K} \right) (114 - 15)K$$

$$Q_2 = 1,914kW$$

2.19.5. Cálculo de la pérdida de calor

A continuación se puede observar el digestor con sus diferentes temperaturas en la figura 36:



Fuente: AUTOR

Figura 36. Temperaturas del digestor

Dónde:

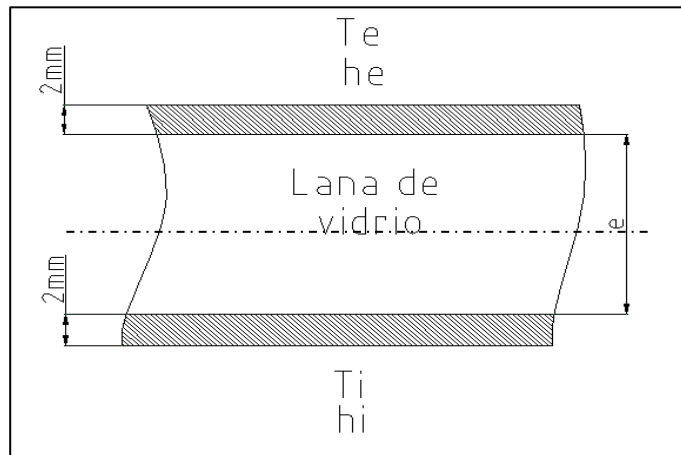
T_i = Temperatura interior

T_e = Temperatura exterior

h_v = Coeficiente convectivo del aire caliente

h_e = Coeficiente convectivo del exterior

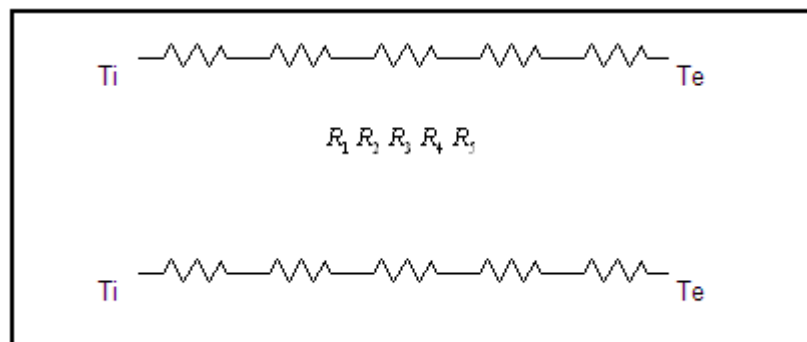
Para que las pérdidas de calor sean mínimas se utilizará un aislante térmico entre dos placas de acero inoxidable de 2mm de espesor cada una, teniendo como resultado el siguiente circuito térmico de la figura 37:



Fuente: AUTOR

Figura 37. Aislante

2.19.6. Circuito Térmico:



Fuente: AUTOR

Figura 38. Circuito térmico

$$\frac{1}{h_i \cdot A_i} \frac{\ln \frac{r_2}{r_i}}{2\pi k_1 l} \frac{\ln \frac{r_{ais}}{r_2}}{2\pi k_{ais} l} \frac{\ln \frac{r_e}{r_{ais}}}{2\pi k_1 l} \frac{1}{h_e \cdot A_e} \quad (\text{Ec. 76})^{23}$$

²³INCROPERA, F y DEWITT

Por lo tanto el coeficiente global de transferencia de calor se lo determina con la expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_i}}{2\pi k_1 \cdot l} + \frac{\ln \frac{r_{ais}}{r_2}}{2\pi k_{ais} \cdot l} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_{ais}}}{2\pi k_1 \cdot l} + \frac{1}{h_e \cdot A_e}} \quad (\text{Ec. 77})$$

En la cual:

T_i = Temperatura interior del aire caliente

T_e = Temperatura exterior

h_i = Coeficiente convectivo interior del aire caliente

h_e = Coeficiente convectivo del exterior

r_2 = Radio de la plancha de acero inoxidable 304 interna

r_{ais} = Radio del aislante, lana de vidrio

r_e = Radio de la plancha de acero inoxidable 304 externa

k_1 = Conductividad térmica de la plancha de acero inoxidable 304

k_{ais} = Conductividad térmica del aislante térmico

l = Largo del digestor

Por seguridad se determina que la temperatura de la placa exterior de acero inoxidable debe ser de 35°C.

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor es necesario conocer el valor de todos los coeficientes convectivos, a continuación se realiza el cálculo de cada uno de los coeficientes de transferencia de calor por conducción.

2.19.7. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección (he), en el exterior del digestor

El coeficiente puede expresarse como:

$$h_{ce} = \frac{N_{uD} \cdot k_a}{D} \quad (\text{Ec. 78})$$

En el que:

N_{uD} = Número de Nusselt;

K_a = Conductividad térmica del aire $W \cdot m^{-1} \cdot K$;

D = Diámetro externo del digestor (m).

Como el número de Nusselt es una función del número de Rayleigh el cual se obtiene de la ecuación:

$$R_{aD} = \frac{g \beta D^3 (T_e - T_d)}{\nu \cdot \alpha} \quad (\text{Ec. 79})$$

Dónde:

R_{aD} = Número de Rayleigh;

g = Aceleración de la gravedad (9.81 m/s^2);

D = Diámetro externo del digestor (m).

β = Coeficiente de expansión volumétrica ($1/K$);

ν = Viscosidad cinemática (m^2/s).

T_e = Temperatura del exterior (K)

T_d = Temperatura exterior del digestor (K)

Hay que tener en cuenta que, hay propiedades que se evalúan a la temperatura de película exterior (T_{fe}), la cual se calcula por medio de:

$$T_{fe} = \frac{T_e + T_d}{2} \quad (\text{Ec. 80})$$

$$T_{fe} = \frac{(35 + 20)^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_{fe} = 27,5^{\circ}\text{C} = 300,5 \text{ K}$$

Con este valor se evalúan las propiedades del aire a la temperatura de película, por lo tanto en la tabla del ANEXO 14 se determinan las propiedades:

$$\nu = 15,89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 22,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 26.3 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$Pr = 0.707$$

Para el Coeficiente de expansión volumétrica se tiene:

$$\beta = \frac{1}{T_{fe}} \quad (\text{Ec. 81})$$

$$\beta = \frac{1}{(27,5 + 273)\text{K}}$$

$$\beta = 0,0033 \frac{1}{\text{K}}$$

Sustituyendo en la ecuación para evaluar el número de Rayleigh:²⁴

$$Ra_D = \frac{\left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \left(0,0033 \frac{1}{\text{K}}\right) (0,704\text{m})^3 (35^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C})}{\left(15,89 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right) \left(22,5 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)}$$

²⁴INCROPERA, F y DEWITT

$$R_{aD} = 4,73 \times 10^8$$

Como $R_{al} < 10^{12}$ para placas verticales el número de Nusselt es igual a:

$$N_u = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 R_{aD}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (\text{Ec. 82})$$

Remplazando datos se obtiene:

$$N_u = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 (4,73 \times 10^8)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,707} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

$$N_u = 91,49$$

El coeficiente convectivo del exterior es igual a:

$$h_e = \frac{91,49 \cdot \left(26,3 \times 10^{-3} \frac{W}{m.k} \right)}{0,704 m}$$

$$h_e = 3,42 \frac{W}{m^2.k}$$

2.19.8. Cálculo de Coeficiente de transferencia de calor por convección

(hi) en el interior del digestor

El coeficiente para flujo horizontal puede expresarse en función de la velocidad de masa para corriente paralela a superficies paralelas, como sigue:

$$h_i = 0,0204 G^{0,8}$$

Dónde:

G = Velocidad de masa del aire kg/hm^2 , se calcula por:

$$G = \rho_a \cdot v_{cs}$$

Lo cual indica que:

$$\rho_a = \text{Densidad del aire} = 0,903314 \frac{kg}{m^3}$$

$$v_{cs} = \text{Velocidad del aire caliente} = 1 \text{ m/s}$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$G = \left(0,903314 \frac{kg}{m^3}\right) \cdot \left(1 \frac{m}{s}\right) \left(\frac{3600s}{1h}\right)$$

$$G = 3251,93 \frac{kg}{h \cdot m^2}$$

Por lo tanto ahora se calcula el coeficiente de convección interno:

$$h_i = 0,0204(3251,93)^{0,8}$$

$$h_i = 13,16 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

2.19.9. Cálculo del espesor del aislante

Del circuito térmico y por analogía de circuitos eléctricos.²⁵ El calor por unidad de área que se pierde transversalmente por las paredes del equipo se denota por:

²⁵INCROPERA, F y DEWITT, D (1996)

$$Q = \frac{T_i - T_{e1}}{R_1} = \frac{T_{e1} - T_{ais}}{R_2} = \frac{T_{ais} - T_{e2}}{R_3} = \frac{T_{e2} - T_d}{R_4} = \frac{T_d - T_e}{R_4} \quad (\text{Ec. 83})$$

De igual manera:

$$Q = \frac{T_i - T_{e1}}{\frac{1}{h_i \cdot A_i}} = \frac{T_{e1} - T_{ais}}{\frac{\ln \frac{r_2}{r_i}}{2\pi k_1 \cdot l}} = \frac{T_{ais} - T_{e2}}{\frac{\ln \frac{r_{ais}}{r_2}}{2\pi k_{ais} \cdot l}} = \frac{T_{e2} - T_d}{\frac{\ln \frac{r_e}{r_{ais}}}{2\pi k_1 \cdot l}} = \frac{T_d - T_e}{\frac{1}{h_e \cdot A_e}}$$

Analizando el circuito térmico:

$$\frac{T_i - T_d}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_i}}{2\pi k_1 \cdot l} + \frac{\ln \frac{r_{ais}}{r_2}}{2\pi k_{ais} \cdot l} + \frac{\ln \frac{r_e}{r_{ais}}}{2\pi k_1 \cdot l}} = \frac{T_d - T_e}{\frac{1}{h_e \cdot A_e}}$$

En el que:

$$T_i = 114^\circ\text{C}$$

$$T_d = 35^\circ\text{C}$$

$$T_e = 20^\circ\text{C}$$

r_i = Radio de la lámina interna de acero inoxidable interno (0.35m);

r_2 = Radio de la lámina interna de acero inoxidable externo (0.352m);

r_{ais} = Radio externo del espesor del aislante ($e_{ais}+0,352$);

r_e = Radio de la lámina externa de acero inoxidable externo ($r_{ais}+0,002$) por lo tanto: ($e_{ais}+0,354$)

K_1 = Conductividad térmica de la lámina acero inoxidable (16,13 W/m·K);

K_{ais} = Conductividad térmica del aislante lana de vidrio (0.035 W/m·K);

h_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección en el interior del digestor ($W/m^2 \cdot ^\circ C$);

h_e = Coeficiente de transferencia de calor por convección en el exterior ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

l = Largo del digestor (1,2m)

Ahora se calcula el área interna:

$$A_i = 2\pi r_i l$$

$$A_i = 2\pi(0,35m)(1,2m)$$

$$A_i = 2,64m^2$$

Y el área externa es igual a:

$$A_e = 2\pi r_e l$$

$$A_e = 2\pi(e_{ais} + 0,354m)(1,2m)$$

$$A_e = 7,54m(e_{ais} + 0,354m)$$

Debido a que la única variable es el espesor del aislante (e_{ais}) de la ecuación anterior se debe remplaza los datos y se calcula el espesor.

$$\frac{(114 - 35)^{\circ}C}{\frac{1}{13,16 (2,64)} + \frac{\ln \frac{0,352}{0,35}}{2\pi(16,13).(1,2)} + \frac{\ln \frac{e_{ais}+0,352}{0,352}}{2\pi(0,035).(1,2)} + \frac{\ln \frac{e_{ais}+0,354}{e_{ais}+0,352}}{2\pi(16,13).(1,2)}} = \frac{(35 - 20)^{\circ}C}{\frac{1}{3,42.(7,54)(e_{ais}+0,354)}}$$

$$\frac{79}{0,0288 + \frac{\ln \frac{e_{ais}+0,352}{0,352}}{0,2639} + \frac{\ln \frac{e_{ais}+0,354}{e_{ais}+0,352}}{121,617}} = \frac{15}{\frac{1}{25,787(e_{ais}+0,354)}}$$

El sistema se obtiene que el espesor es igual a:

$$e_{ais} = 0,0475m$$

$$e_{ais} = 47,5mm$$

Para asegurar que la superficie del secadero no supere los 35°C se opta por utilizar un espesor del aislante de 48 mm.

Con estos valores se puede calcular el calor perdido por el digestor con la siguiente expresión:

$$Q = UA_e(T_d - T_e) \quad (\text{Ec. 84})$$

$$U = h_e$$

$$A_e = 7,54m(e_{ais} + 0,354m)$$

$$A_e = 7,54m(0,0475m + 0,354m)$$

$$A_e = 3,027m^2$$

Entonces remplazando datos:

$$Q = 3,42 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (3,027m^2)(35 - 20)K$$

$$Q_3 = 0,1553kW$$

Finalmente se obtiene el valor del calor total requerido para el proceso de acuerdo al flujo másico:

$$Q_T = 13,09kW + 1,914kW + 0,1553kW$$

$$Q_T = 15,16kW$$

2.20. Selección del quemador

Un quemador es un dispositivo para combustionar material líquido, gaseoso o ambos (excepcionalmente también sólido) y producir calor generalmente mediante una llama.

Lo primero que se debe hacer es seleccionar el tipo de combustible que se va a utilizar en el quemador; para una adecuada selección del mismo se hace necesario tener ciertas consideraciones como:

El funcionamiento del digestor, el cual será en forma intermitente, el aspecto económico en el que se considera la vinculación de los costos de instalación necesarios para su almacenamiento, transporte y dosificación.

Se plantea tres alternativas que son disponibles en el mercado ecuatoriano:

- a) Alternativa 1: Diesel N° 2.
- b) Alternativa 2: Gas licuado de petróleo GLP.
- c) Alternativa 3: Carbón de Piedra.

	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Instalaciones	6	8	7
Poder calorífico	8	8	7
Almacenamiento	8	7	6
Transporte	8	8	6
Dosificación	6	9	4
Total	36	40	30

Fuente: AUTOR

Tabla 9. Consideraciones para la elección del combustible

Para dar el valor indicado en las consideraciones anteriores cada una se valora en 10 puntos, los valores altos corresponden a propiedades de relativa facilidad, valores bajos corresponden a situaciones de dificultad, el valor total informará la mejor alternativa.

De los resultados de la tabla 9 se pueden concluir que la alternativa 2 resulta más adecuada en consecuencia se empleará el combustible GLP.

Para su elección se trabaja con la carga térmica neta que el digestor requiere para el proceso de secado, es así que como primer paso se asume un 20% adicional por imprevistos posteriores que pudiesen presentarse como pérdidas por sobrepresión en el digestor. Este valor es recomendado por la experiencia en la instalación y funcionamiento de estos equipos.

$$Q_{Td} = 15,16kW(1,2)$$

$$Q_{Td} = 18,19kW$$

También se debe incluir un valor entre el 80% – 82% debido a la eficiencia mecánica del quemador como tal, así:

$$Q_q = \frac{18,19kW}{0,82}$$

$$Q_q = 22,18kW$$

Así mismo, se evalúa la cantidad anterior con un factor de eficiencia de funcionamiento del quemador en Quito, aproximadamente 70%, debido a la menor cantidad de aire del cual se dispone en este lugar.

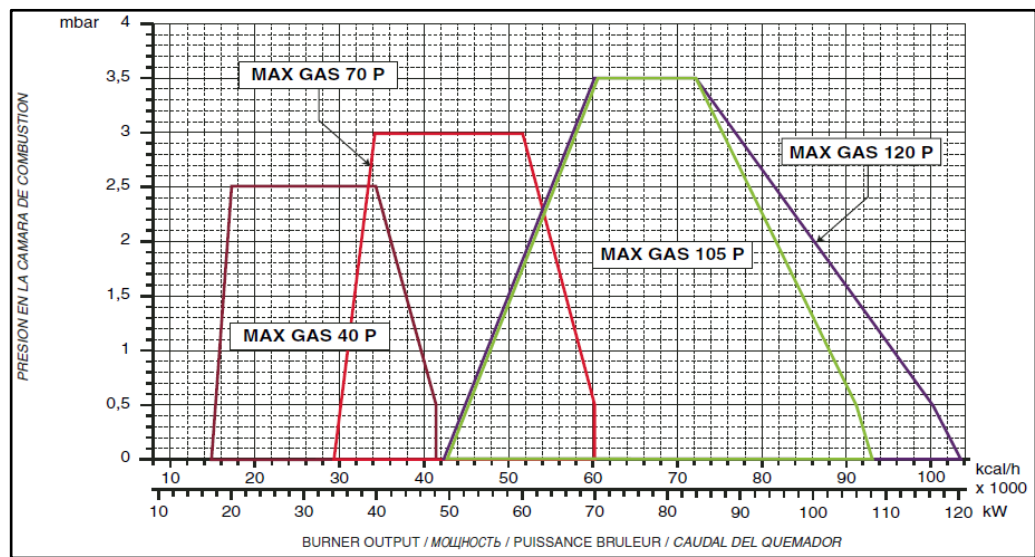
$$Q_{qq} = \frac{22,18kW}{0,7}$$

$$Q_{qq} = 31,69kW$$

En conclusión, se debería instalar un quemador con una capacidad de 32kW.

Los quemadores por lo general tienen rangos de potencia de funcionamiento, por lo que el quemador a utilizar debe tener un rango que satisfaga el requerimiento calculado.

En la figura 39 se puede observar el rango de distintos quemadores:



Fuente: Catálogo de quemadores Ecoflan, pág. 4.

Figura 39. Curvas de trabajo de Quemadores Ecoflan

Consecuentemente como el digestor requiere de 32 kW debe seleccionarse el quemador MAX GAS 40 P el cual tiene las características que se detallan en la Figura 40:

MODELS МОДЕЛИ MODELES MODELOS	Output Тепловая мощность Puissance calorifique Potencia térmica max./макс.		Output Тепловая мощность Puissance calorifique Potencia térmica min./мин.		Gas pressure Давление газа Pression gaz Presión gas	Power supply Электропитание Tension Tensión eléctrica	Motor Мощность двигателя Moteur Motor	Operation Модификация Fonctionnement
	kW	kcal/hx1000	kW	kcal/hx1000				
	кВт	ккал/час x 1000	кВт	ккал/час x 1000				
MAX GAS 40	48	41,38	17	14,65	20 ÷ 300	230	50	P
MAX GAS 70	70	60,34	34	29,31	20 ÷ 300	230	50	P
MAX GAS 70	70	60,34	25	21,6	20 ÷ 300	230	50	PAB/PR
MAX GAS 105	108	96,10	49	42,24	20 ÷ 300	230	75	P
MAX GAS 105	108	96,10	40	34,48	20 ÷ 300	230	75	PAB/PR
MAX GAS 120	120	103,45	49	42,24	20 ÷ 300	230	75	P
MAX GAS 120	120	103,45	40	34,48	20 ÷ 300	230	75	PAB/PR
Fuel : Natural Gas (L.C.V. 8.570 kcal/Nm³), LPG (L.C.V. 22.260 kcal/Nm³)					Вид топлива : Природный газ (нижняя теплота сгорания: 8.570 ккал/Нм³),			
Combustible : Gaz Naturel (L.C.V. 8.570 kcal/Nm³), LPG (L.C.V. 22.260 kcal/Nm³)					Combustible : Gas Natural (L.C.V. 8.570 kcal/Nm³), LPG (L.C.V. 22.260 kcal/Nm³)			

Fuente: Catálogo de quemadores²⁶

Figura 40. Quemadores

Se puede ver que los 32 kW se encuentran dentro del rango del quemador que es de: (ANEXO 15)

$$Q_{\min} = 20 \text{ kW}$$

$$Q_{\max} = 40 \text{ kW}$$

2.21. Cálculo de la chimenea

Los quemadores generan los productos de combustión a presiones que se podría denominar bajas, es necesario proyectar una chimenea cuya sección y altura sean adecuadas, para crear las condiciones mínimas que permitan evacuar los gases del interior del digestor, con el consecuente funcionamiento óptimo de los mismos.

2.21.1. Pérdidas de presión en la chimenea

La caída de presión que existe en la chimenea se evalúa entre la boca de entrada y de salida, mediante la ecuación de BERNOULLI.

$$\Delta P = \left(P_e + \frac{\delta_g v_e^2}{2g_c} \right) - \left(P_s + \frac{\delta_g v_s^2}{2g_c} \right) \quad (\text{Ec. 85})$$

²⁶ Ecoflan, pág. 4.

Dónde:

ΔP = Caída de presión (Pa).

P_e = Presión a la entrada de la chimenea (Pa).

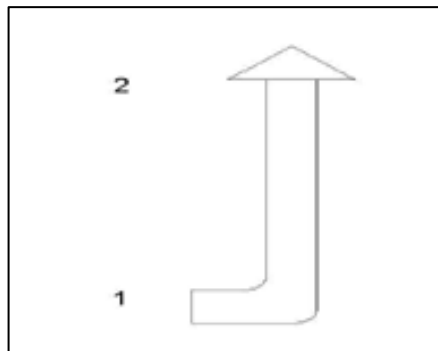
P_s = Presión a la salida de los gases (Pa).

V_e = Velocidad de los gases a la entrada (m/s).

V_s = Velocidad de los gases a la salida (m/s).

$g_c = 1.0 \text{ Kg.m/ N*s}^2$.

Ver figura 41.



Fuente: AUTOR

Figura 41. Esquema de la chimenea en el digestor

Si la chimenea es de sección constante y la velocidad de los puntos 1 y 2 es la misma, la pérdida de presión se puede calcular:

$$\Delta P = f \cdot \delta_g \frac{h \cdot v^2}{2D}$$

Dónde:

ΔP = Caída de presión (Pa)

f = Coeficiente de rozamiento.

δ_g = Densidad de los productos. (kg/m³) .

h = Longitud del conducto (m)

D = Diámetro del conducto (m).

El parámetro de la velocidad debe encontrarse entre 4m/s y 12 m/s el valor optado para el presente diseño es 10 m/s. ya que es el valor apropiado para que los gases de combustión salgan con facilidad de la chimenea.

El coeficiente de rozamiento para fluidos que circulan dentro de tubos uniformes está dado por la ecuación:

$$f = 0,184 R_{ed}^{-0,2} \quad (\text{Ec. 86})$$

La ecuación anterior cumple para Reynolds que se localizan en un rango de $2300 < R_{ed} < 10000$.

El número de Reynolds se evalúa a través:

$$R_{ed} = \frac{v.D}{\tau} \quad (\text{Ec. 87})$$

τ = Viscosidad cinemática de los productos (m²/s).

Las propiedades de los productos de combustión se evalúan a la temperatura de los gases de la chimenea.

La viscosidad promedio de los gases de combustión se encuentra mediante la relación:

$$\tau = \frac{\tau_C + \tau_N + \tau_O + \tau_H}{4} \quad (\text{Ec. 88})$$

En la cual:

τ_C = Viscosidad del carbono (m^2/s).

τ_N = Viscosidad del Nitrógeno (m^2/s).

τ_O = Viscosidad del Oxígeno (m^2/s).

τ_H = Viscosidad del Hidrógeno (m^2/s).

Cada una de las cuales se puede calcular de la siguiente forma:

$$\tau_C = 7 \times 10^{-8} * (T_g + 273) - 1.35 \times 10^{-5} \quad (\text{Ec. 89})$$

$$\tau_N = 1.16 \times 10^{-7} * (T_g + 273) - 2.05 \times 10^{-5} \quad (\text{Ec. 90})$$

$$\tau_O = 9.89 \times 10^{-7} * (T_g + 273) - 2.23 \times 10^{-5} \quad (\text{Ec. 91})$$

$$\tau_H = 1.44 \times 10^{-7} * (T_g + 273) - 3.38 \times 10^{-5} \quad (\text{Ec. 92})$$

La temperatura de los gases, se estima con 114°C .

Con el valor anterior se determina la viscosidad de los productos de la combustión:

$$\tau_C = 1,359 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$$

$$\tau_N = 2,439 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$$

$$\tau_O = 3,604 \times 10^{-4} \text{m}^2/\text{s}$$

$$\tau_H = 2,193 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$$

Por lo tanto valor de viscosidad de los productos es:

$$\tau = 1,05 \times 10^{-4} \frac{m^2}{s}$$

Un proceso iterativo en la ecuación se llega al diámetro más aproximado con las condiciones establecidas para el número de Reynolds, en un primer intento se utilizará un diámetro de 80mm (0,08m) por lo tanto:

$$R_{ed} = \frac{\left(10 \frac{m}{s}\right) \cdot (0,08m)}{1,05 \times 10^{-4} \frac{m^2}{s}}$$

$$R_{ed} = 7619,05$$

Como Reynolds se encuentra dentro del rango establecido el factor de rozamiento se calcula a continuación:

$$f = 0,184(7619,05)^{-0,2}$$

$$f = 0,0308$$

Evaluando la densidad de los gases en la chimenea se tiene con la fórmula:

$$\delta_g = \frac{248,5}{T + 273}$$

$$\delta_g = \frac{248,5}{114 + 273}$$

$$\delta_g = 0,64 \frac{kg}{m^3}$$

La longitud de la chimenea correspondiente debe ser 1,5 veces la altura del recinto por lo tanto se optará por 2.50m.

Al remplazar los datos se obtienen las pérdidas:

$$\Delta P = 0,0308 \cdot \left(0,64 \frac{kg}{m^3}\right) \frac{2,5m \cdot \left(10 \frac{m}{s}\right)^2}{2(0,08m)}$$

$$\Delta P = 61,6 Pa$$

Este valor sumado a las demás caídas de presión debe ser inferior a la caída de presión admitida por el ventilador para garantizar la evacuación de los gases y asegurar el correcto funcionamiento de la chimenea.

2.21.2. Caída de presión en codos

La caída de presión en cada codo se la calcula con la siguiente fórmula:

$$\Delta p_c = C_o \left(\frac{v}{4005}\right)^2 \quad (\text{Ec. 93})$$

Dónde:

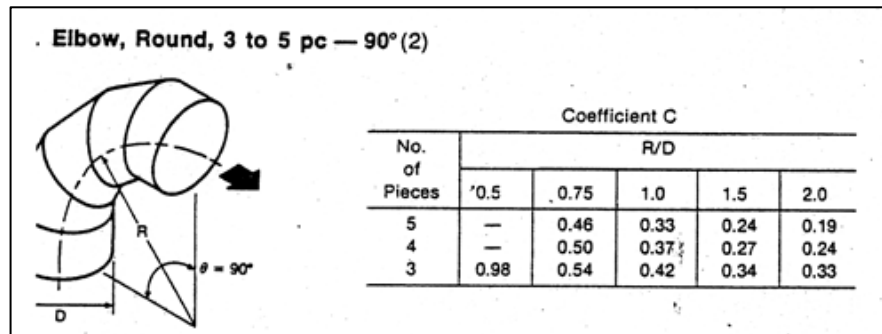
Δp_c = Caída de presión en la transición (in wg)

C_o = Coeficiente de pérdida

v = Velocidad en el codo = 10 m/s (1968,58 fpm)

Para determinar el coeficiente de pérdida se considera que el radio del codo es igual al diámetro con un valor de 160 mm, por lo tanto:

$$\frac{R}{D} = 2 \quad (\text{Ec. 94})$$



Fuente: Elbow, Round

Figura 42. Coeficiente de pérdida

El ducto se construirá de 5 piezas, entonces:

$$C_o = 0,19$$

Remplazando los datos se obtiene:

$$\Delta p_c = 0,19 \left(\frac{1968,58 \text{ fpm}}{4005} \right)^2$$

$$\Delta p_c = 0,046 \text{ in wg} = 155,75 \text{ Pa}$$

Por lo tanto la caída de presión de la chimenea es igual a la suma de la caída de presión del ducto y el codo:

$$\Delta p_{ch} = 61,6 \text{ Pa} + 155,75 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{ch} = 217,35 \text{ Pa}$$

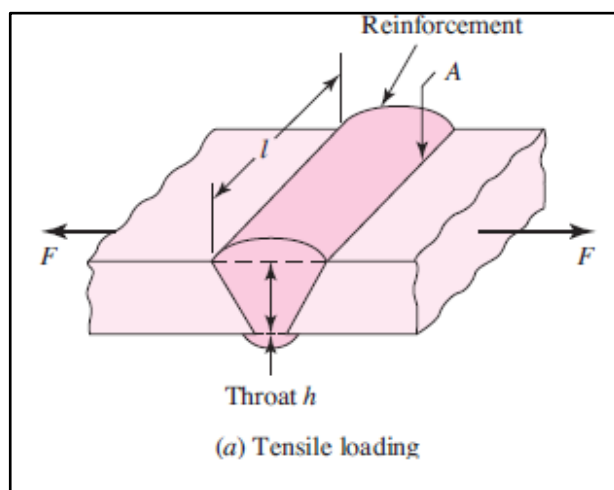
Para garantizar el correcto funcionamiento del quemador y la chimenea la caída de presión del quemador debe ser mayor a la que produce la chimenea, según el catálogo del quemador la caída de presión del mismo a las condiciones de trabajo es de 2,5 mbar (250 Pa) este valor es mayor a la caída de presión de la chimenea, con lo que se asegura el correcto funcionamiento de los equipos.

2.22. Análisis de soldadura

Para asegurar la resistencia mecánica de las juntas soldadas a continuación se analizará cada una para determinar el tipo de esfuerzos al que se encuentran sometidas.

2.22.1. Soldadura del cilindro de presión

La presión interna del digestor produce un esfuerzo axial sobre el cordón de soldadura, tal como se muestra en la figura 43:



Fuente: SHIGLEY J. E

Figura 43. Cordón de soldadura

Para cargas de tensión el esfuerzo normal medio es:

$$\sigma = \frac{F}{h.l} \quad (\text{Ec. 95})$$

Dónde:

σ = Esfuerzo axial en el cordón de soldadura (MPa)

F = Fuerza axial producida por la presión (N)

h = Ancho de la garganta de la soldadura (mm)

l = Largo del cordón de soldadura (mm)

Ahora se procede al cálculo de la fuerza axial:

$$F = P.A \quad (\text{Ec. 96})$$

En la cual:

P = Presión interna de diseño del digestor (Pa)

A = Área del cilindro del digestor (m^2)

La presión de diseño del digestor es de 724 kPa y el área se puede obtener así:

$$A = D.l \quad (\text{Ec. 97})$$

$$A = (0,7m). (1,22m)$$

$$A = 0,854m^2$$

Remplazando datos se obtiene la fuerza axial:

$$F = (724000 \text{ Pa}). (0,854 \text{ m}^2)$$

$$F = 618296 \text{ N}$$

Por lo tanto el esfuerzo axial medio tiene un valor de:

$$\sigma = \frac{618296 \text{ N}}{(6,35). (1220 \text{ mm})}$$

$$\sigma = 79,8 \text{ MPa}$$

Según la norma UW-12 las juntas a tope de un solo cordón no examinadas poseen una eficiencia de 0,6 así que el esfuerzo real es igual a:

$$\sigma = \frac{79,8 \text{ MPa}}{0,6}$$

$$\sigma = 133 \text{ MPa}$$

Debido a que la presión en el digestor es constante y su tiempo de funcionamiento promedio es de 2 horas/día se considera realizar un análisis estático, el coeficiente de seguridad se calcula con la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} \quad (\text{Ec. 98})$$

Dónde:

η = Coeficiente de seguridad de la junta soldada

S_y = Límite a la fluencia del material del electrodo

Como el digestor se va a construir con acero inoxidable 304 se debe utilizar el electrodo adecuado, en la tabla (10) se muestra el tipo de electrodo a

utilizar según el tipo de material a soldar, y para el acero requerido se sugiere el electrodo E308 con las siguientes características:

Presentación: Electrodo (SMAW)

Resistencia a la tensión: 620 MPa

Tipo de corriente: CA ó CD (Polaridad Inversa)

Límite elástico: 414 MPa

Al remplazar los datos se calcula el coeficiente de seguridad:

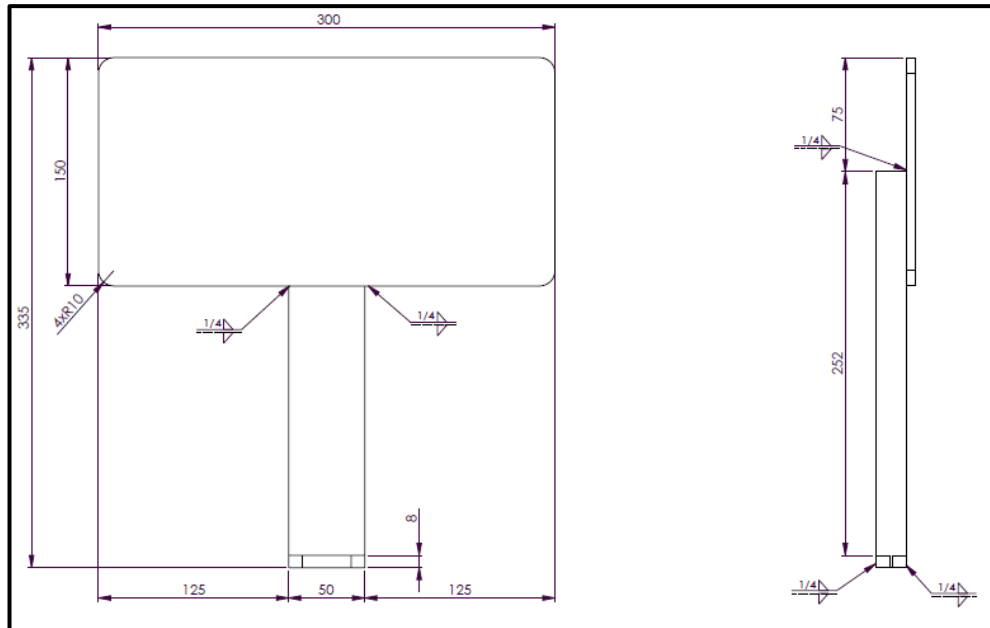
$$\eta = \frac{620}{133}$$

$$\eta = 4,66$$

Por lo que se observa el coeficiente de seguridad nos asegura la resistencia mecánica de la junta soldada, así, se acepta un cordón de soldadura a tope de un solo cordón con un ancho de $\frac{1}{4}$ (6,35 mm).

2.22.2. Soldadura de la paleta

Como se observa en la figura (44) en la paleta existen dos cordones de soldadura diferentes, el uno sirve para sujetar la paleta a la platina y el segundo para sujetar la platina al eje, entonces a continuación se analizará cada uno de los cordones de soldadura.



Fuente: Elaboración AUTOR

Figura 44. Cordones de soldadura en la paleta

2.22.3. Soldadura paleta – platina

Al agitar los residuos las paletas se encuentran sometidas a una fuerza de flexión la misma que se transmite al cordón de soldadura en una fuerza de compresión y un momento flector, la fuerza de compresión es soportada por la platina por lo que ésta fuerza no se toma en cuenta, así que el cordón se diseña a flexión, en donde el esfuerzo resulta:

$$\sigma_f = \frac{M \cdot c}{I}$$

En el cual:

σ_f = Esfuerzo en el cordón por flexión (Pa)

M = Momento flector en el cordón (N.m)

c = Distancia desde el eje neutro hasta la fibra analizada (m)

I = Momento de inercia del cordón (m⁴)

El momento flector aplicado en el cordón es el momento flector máximo que se aplica en la paleta y tiene un valor de

$$M = 120,52 N.m$$

Para determinar las propiedades del cordón se utiliza la tabla (10) del tipo de soldadura, por lo tanto se observa que el cordón corresponde a la penúltima figura y sus propiedades son:²⁷

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2 \cdot \bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2 \quad (\text{Ec. 99})$$

Donde \bar{y} es igual a:

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d} \quad (\text{Ec. 100})$$

Según la figura (44) $b = 50 \text{ mm}$, $d = 75 \text{ mm}$, entonces:

$$\bar{y} = \frac{75^2}{50 + 2(75)}$$

$$\bar{y} = 28,125 \text{ mm}$$

Remplazando se obtiene el momento de inercia lineal de la junta:

$$I_u = \frac{2(75)^3}{3} - 2(75)^2 \cdot (28,125) + (50 + 2(75))(28,125)^2$$

$$I_u = 123046,875 \text{ mm}^3$$

²⁷ SHIGLEY J. E

Para el cálculo del momento de inercia del área del cordón de soldadura se multiplica por el ancho del cordón y además se considera el área a 45°, entonces:

$$I = 0,707h.I_u \quad (\text{Ec. 101})$$

$$I = 0,707(6,35\text{mm}).(123046,875 \text{ mm}^3)$$

$$I = 552412,8 \text{ mm}^4$$

$$I = 5,52 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Al remplazar los datos para obtener el esfuerzo por flexión:

$$\sigma_f = \frac{120,52 \text{ N.m}(0,025 \text{ m})}{5,52 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_f = 5458333,33 \text{ Pa}$$

$$\sigma_f = 5,5 \text{ MPa}$$

Debido a que la paleta se encuentra en movimiento se debe realizar un análisis a fatiga, además considerando que en la posición superior existe un punto muerto en donde se considera que el esfuerzo es igual a 0, los esfuerzos de amplitud y medio son:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_f}{2} \quad (\text{Ec. 102})$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{5,5 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 2,75 \text{ MPa}$$

Se debe calcular el límite a la fatiga corregido del material del electrodo, para ello se utiliza la expresión²⁸:

$$S_e = 0,5k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot S_{ut} \quad (\text{Ec. 103})$$

Dónde:

S_e = Límite a la fatiga corregido del material del electrodo (MPa)

k_a = Coeficiente de superficie.

k_b = Coeficiente de forma.

k_c = Coeficiente de confiabilidad.

k_d = Coeficiente de tipo de soldadura

El coeficiente k_a para soldaduras se debe tomar como superficies forjadas por lo tanto se tiene un valor de 0,53.

El coeficiente k_b se obtiene con la siguiente fórmula:

$$k_b = 0,869(d_{eq})^{-0,097} \quad (\text{Ec. 104})$$

El diámetro equivalente se obtiene así:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{0,05bd}{0,0766}}$$

²⁸SHIGLEY J. E

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{0,05 \left(\frac{50}{25,4} \right) \left(\frac{75}{25,4} \right)}{0,0766}}$$

$$d_{eq} = 1,947$$

Al sustituir se obtiene:

$$k_b = 0,869(1,947)^{-0,097}$$

$$k_b = 0,8146$$

Para una confiabilidad del 95% el coeficiente $k_c = 0,868$

El coeficiente por el tipo de soldadura se obtiene así:

$$k_d = \frac{1}{k_f} \quad (\text{Ec. 105})$$

El valor de k_f se obtiene en la tabla 10:

TIPO DE SOLDADURA	Kfs
Reforzador soldadura a tope	1.2
Punta de soldadura de filete transversal	1.5
Final de soldadura en ángulo recto paralelo	2.7
T-junta a tope con las puntas	2.0

Fuente: SHIGLEY J. E

Tabla 10. Tabla factor Kf

Para soldadura de filete $k_f = 1,5$, entonces:

$$k_d = \frac{1}{1,5}$$

$$k_d = 0,667$$

Remplazando se obtiene el límite a la fatiga:

$$S_e = 0,5(0,53) \cdot (0,8146) \cdot (0,868) \cdot (0,667) \cdot 620 \text{ MPa}$$

$$S_e = 77,49 \text{ MPa}$$

Entonces para hallar el coeficiente de seguridad se utiliza la expresión:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad (\text{Ec. 106})$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$\frac{2,75}{77,49} + \frac{2,75}{620} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 25$$

Como se puede ver la junta soldada posee un coeficiente de seguridad muy alto por lo que se asegura la resistencia mecánica de la junta.

2.22.4. Soldadura platina - eje

Debido a la agitación en la paleta se genera una fuerza normal que se transmite a la platina en un momento flector, y en la junta soldada platina – eje se genera una fuerza cortante y un momento flector, por lo que en esta junta se aparecen esfuerzos combinados.

A continuación se calcula el esfuerzo generado por el momento flector:

$$\sigma_f = \frac{M.c}{I} \quad (\text{Ec. 107})$$

Dónde:

σ_f = Esfuerzo en el cordón por flexión (Pa)

M = Momento flector en el cordón (N.m)

c = Distancia desde el eje neutro hasta la fibra analizada (m)

I = Momento de inercia del cordón (m^4)

El momento flector aplicado en el cordón es el máximo que se aplica en la platina y tiene un valor de:

$$M = 425,84 \text{ N.m}$$

Para determinar las propiedades del cordón se utiliza la tabla (10), por lo tanto se observa que el cordón corresponde a la última figura y sus propiedades son:

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d) \quad (\text{Ec. 108})$$

Según la figura (44) $b = 20 \text{ mm}$, $d = 50 \text{ mm}$, entonces:

Sustituyendo los datos se obtiene el momento de inercia lineal de la junta:

$$I_u = \frac{(50)^2}{6} (3(20) + (50))$$

$$I_u = 45833,33 \text{ mm}^3$$

Ahora para obtener el momento de inercia del área del cordón de soldadura se multiplica por el ancho del cordón y además se considera el área a 45° , entonces:

$$I = 0,707h \cdot I_u$$

$$I = 0,707(6,35mm) \cdot (45833,33 \text{ mm}^3)$$

$$I = 205766,44 \text{ mm}^4$$

$$I = 2,06 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Se reemplaza los datos para obtener el esfuerzo por flexión:

$$\sigma_f = \frac{425,84N \cdot m(0,025m)}{2,06 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_f = 51679611,65 \text{ Pa}$$

$$\sigma_f = 51,68 \text{ MPa}$$

El cálculo del esfuerzo producido por la fuerza cortante se lo realiza con la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (\text{Ec. 109})$$

Dónde:

τ = Esfuerzo por corte en el cordón (MPa)

V = Fuerza de corte en el cordón (N)

A = Área del cordón de soldadura (mm^2)

La fuerza de corte es la que se aplica en la platina y tiene un valor de:

$$V = 1606,93N$$

Para determinar el área se utiliza la tabla 11 entonces:

$$A = 1,414h(b + d) \quad (\text{Ec. 110})$$

Remplazando datos:

$$A = 1,414(6,35)(20 + 50)$$

$$A = 628,52 \text{ mm}^2$$

Ahora el esfuerzo tangencial es igual a:

$$\tau = \frac{1606,93N}{628,52 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 2,55 \text{ MPa}$$

En el caso de soldaduras se debe utilizar una teoría conservadora para hallar el esfuerzo equivalente, por lo tanto utilizando la teoría de Von Mises²⁹:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2} \quad (\text{Ec. 111})$$

Sustituyendo los valores:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(51,68)^2 + 3(2,55)^2}$$

$$\sigma_{eq} = 51,87 \text{ MPa}$$

²⁹SHIGLEY J. E

Debido a que la paleta y la platina se encuentran en movimiento se debe realizar un análisis a fatiga, además considerando que en la posición superior existe un punto muerto en donde se considera que el esfuerzo es igual a 0, los esfuerzos de amplitud y medio son:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{eq}}{2} \quad (\text{Ec. 112})$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{51,87 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 25,94 \text{ MPa}$$

Se debe calcular el límite a la fatiga corregido del material del electrodo para ello se utiliza la siguiente expresión:

$$S_e = 0,5k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot S_{ut} \quad (\text{Ec. 113})$$

Dónde:

S_e = Límite a la fatiga corregido del material del electrodo (MPa)

k_a = Coeficiente de superficie.

k_b = Coeficiente de forma.

k_c = Coeficiente de confiabilidad.

k_d = Coeficiente de tipo de soldadura

El coeficiente k_a para soldaduras se debe tomar como superficies forjadas por lo tanto se tiene un valor de 0,53.

El coeficiente k_b se obtiene con la siguiente fórmula:

$$k_b = 0,869(d_{eq})^{-0,097} \quad (\text{Ec. 114})$$

El diámetro equivalente se obtiene así:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{0,05bd}{0,0766}}$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{0,05 \left(\frac{50}{25,4}\right) \left(\frac{20}{25,4}\right)}{0,0766}}$$

$$d_{eq} = 1,01 \text{ mm.}$$

Remplazando se obtiene:

$$k_b = 0,869(1,01)^{-0,097}$$

$$k_b = 0,868$$

Para una confiabilidad del 95% el coeficiente $k_c = 0,868$

El coeficiente por el tipo de soldadura se obtiene así:

$$k_d = \frac{1}{k_f} \quad (\text{Ec. 115})$$

El valor de k_f se obtiene en la tabla 10:

TIPO DE SOLDADURA	Kfs
Reforzador soldadura a tope	1.2
Punta de soldadura de filete transversal	1.5
Final de soldadura en ángulo recto paralelo	2.7
T-junta a tope con las puntas	2.0

Fuente: SHIGLEY J. E

Tabla 10 Tabla factor Kf

Para soldadura de filete $k_f = 1,5$, entonces:

$$k_d = \frac{1}{1,5}$$

$$k_d = 0,667$$

Remplazando se obtiene el límite a la fatiga:

$$S_e = 0,5(0,53) \cdot (0,868) \cdot (0,868) \cdot (0,667) \cdot 620 \text{ MPa}$$

$$S_e = 82,57 \text{ MPa}$$

Entonces para hallar el coeficiente de seguridad se utiliza la expresión:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad (\text{Ec. 116})$$

Sustituyendo datos se tiene:

$$\frac{25,94}{82,57} + \frac{25,94}{620} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 2,8$$

Como se puede ver la junta soldada posee un coeficiente de seguridad aceptable por lo que se asegura la resistencia mecánica de la junta.

2.22.5. Soldadura de la Silleta

Según lo analizado el peso de los elementos del digestor produce una fuerza horizontal en la silleta, por lo que en ésta se producen esfuerzos de corte, los cuáles pueden ser calculados con la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (\text{Ec. 117})$$

Dónde:

τ = Esfuerzo por corte en el cordón (MPa)

V = Fuerza de corte en el cordón (N)

A = Área del cordón de soldadura (mm^2)

La fuerza de corte es la que se aplica en la silleta y tiene un valor de:

$$V = 637,17N$$

Para determinar el área se utiliza la fórmula:

$$A = 0,707hn(l)$$

Dónde n es el número de cordones paralelos y es igual a 6.

$$A = 0,707(6,35)(6)(339)$$

$$A = 9131,54 \text{ mm}^2$$

Ahora el esfuerzo tangencial es igual a:

$$\tau = \frac{637,17N}{9131,54 \text{ mm}^2}$$

$$\tau = 0,07 \text{ MPa}$$

Como se aprecia el esfuerzo es mínimo por lo que no hace falta determinar un coeficiente de seguridad ya que este será muy alto, esto se produce por el hecho de que la silleta se ha diseñado siguiendo las normas para recipientes a presión horizontales.

2.23. Análisis de tensión con programa de simulación de cargas brida 1

2.23.1. Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla:	Malla sólida
Tipo de solver	Solver tipo FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando (Soft Spring):	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Efecto térmico:	Introducir temperatura
Temperatura a tensión cero	298.000000
Unidades	Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorksFlowSimulation	Desactivar

Fricción:	Desactivar
Ignorar distancia para contacto superficial	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Unidades

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/m ²

2.23.2. Propiedades de material

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa (kg)	Volumen (m ³)
1	Brida 1	AISI 304	75.5468	0.00944335

Nombre de material:	AISI 304
Descripción:	Acero Inoxidable
Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	1.9e+011	N/m ²	Constante
Coeficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	7.5e+010	N/m ²	Constante
Densidad	8000	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	5,17E+12	N/m ²	Constante
Límite elástico	2,07E+12	N/m ²	Constante
Coeficiente de dilatación térmica	1.8e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	16	W/(m.K)	Constante
Calor específico	500	J/(kg.K)	Constante

2.23.3. Cargas y restricciones

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <Brida1>	Activar 38 Arista(s), 3 Cara(s) fijo.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Fuerza-1 <Brida1>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 2.7874e+005 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	

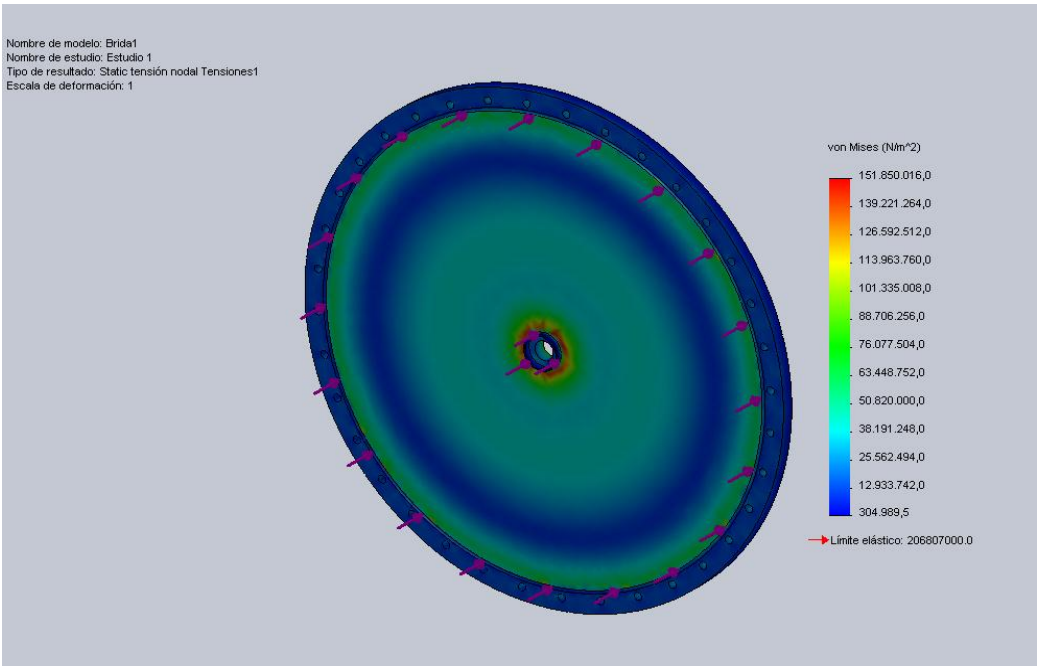
Información de malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	19.787 mm
Tolerancia:	0.98933 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	16246
Número de nodos:	30431

2.23.4. Resultados del estudio

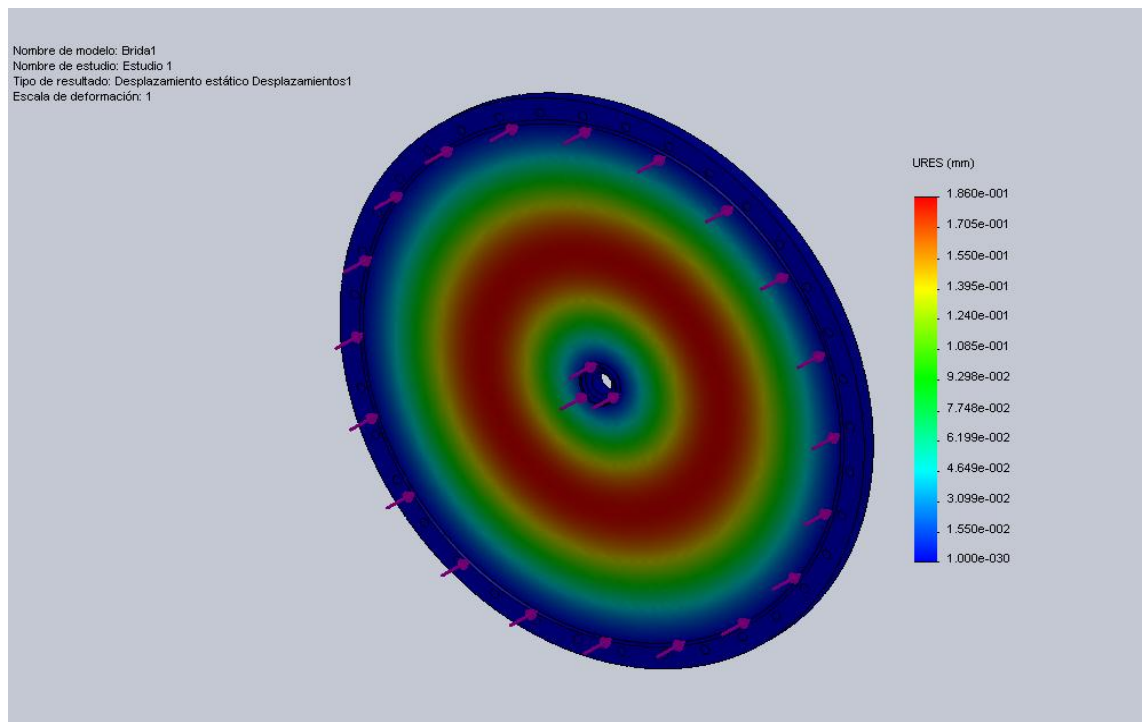
A continuación se observa gráficamente en las figuras respectivas los resultados predeterminados obtenidos del estudio de la brida1: tensiones, desplazamientos, deformaciones y factor de seguridad.

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	304989 N/m ² Nodo: 27675	(-4.86215 mm, 27.5746 mm, 24.25 mm)	1.5185e+008 N/m ² Nodo: 27693	(25.9252 mm, 21.8376 mm, 19.9927 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(-234.831 mm, 278.24 mm, 20 mm)	0.185958 mm Nodo: 5535	(140.609 mm, 106.337 mm, 10.7843 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.81084e-006 Elemento: 5900	(-9.04755 mm, 24.7343 mm, 24.25 mm)	0.00052377 Elemento: 15586	(-14.6472 mm, 26.8521 mm, 17.6472 mm)



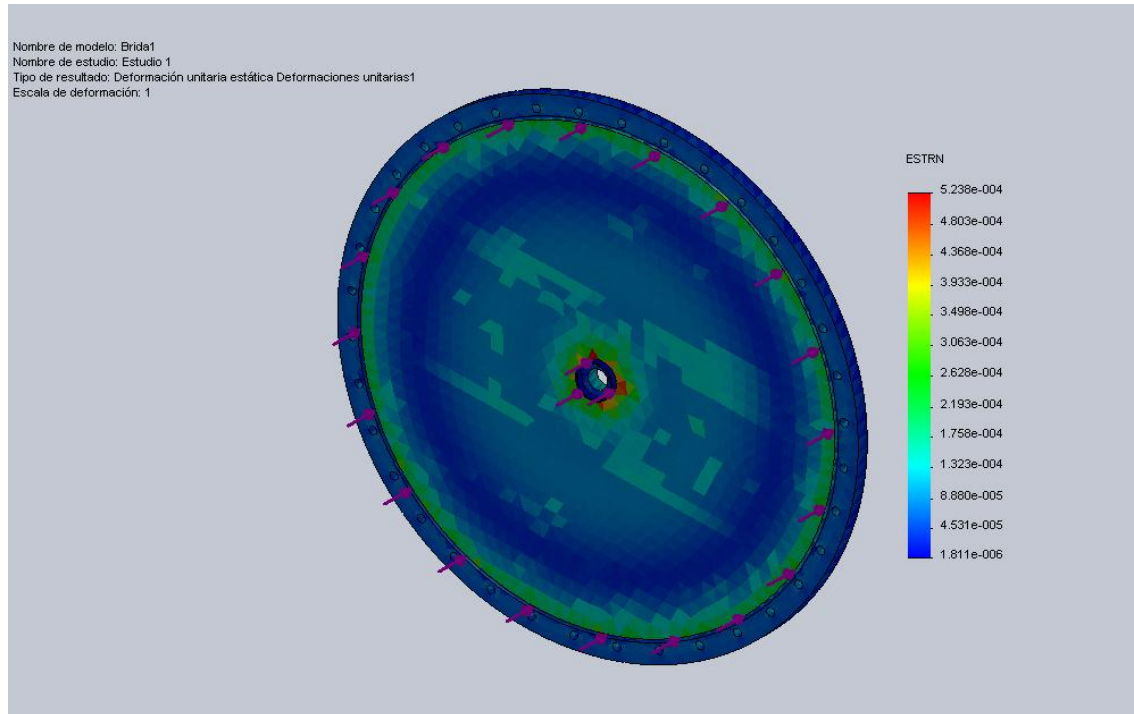
Fuente: AUTOR.

Figura 45. Brida1-Estudio 1-Tensiones



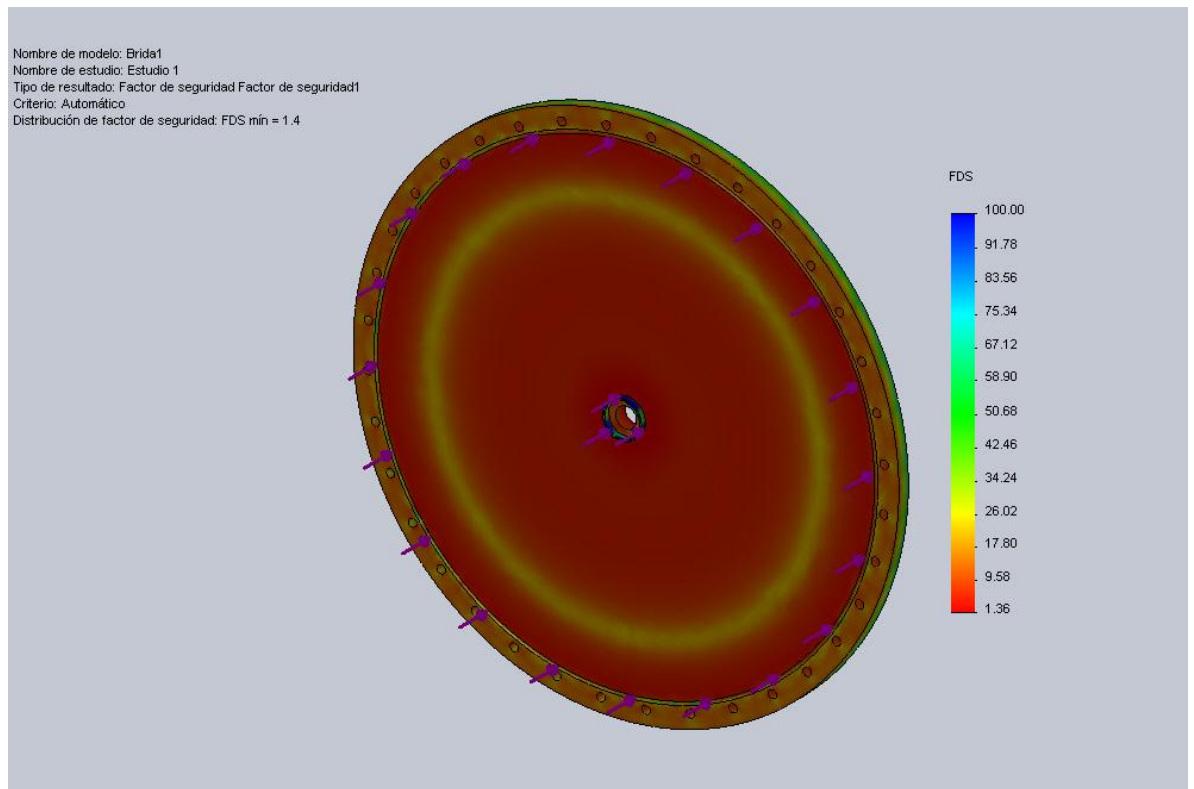
Fuente: AUTOR.

Figura 46. Brida1-Estudio 1-Desplazamientos



Fuente: AUTOR.

Figura 47. Brida1-Estudio 1-Deformaciones unitarias



Fuente: AUTOR.

Figura 48. Brida1-Estudio 1-Factor de seguridad

2.23.5. Conclusión

Los esfuerzos máximos se producen en la parte central de la brida, obteniendo un coeficiente de seguridad mínimo de 1,36 el mismo que nos garantiza la resistencia mecánica del elemento.

2.24. Análisis de tensiones de brida 2

2.24.1. Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla:	Malla sólida
Tipo de solver	Solver tipo FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando (Soft Spring):	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Efecto térmico:	Introducir temperatura
Temperatura a tensión cero	298.000000
Unidades	Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorksFlowSimulation	Desactivar
Fricción:	Desactivar
Ignorar distancia para contacto superficial	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Unidades

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/m ²

2.24.2. Propiedades de material

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa (kg)	Volumen (m ³)
1	Brida 2	AISI 304	69.8504	0.0087313

Nombre de material:	AISI 304
Descripción:	Acero Inoxidable
Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	1.9e+011	N/m ²	Constante
Coeficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	7.5e+010	N/m ²	Constante
Densidad	8000	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	5,17E+12	N/m ²	Constante
Límite elástico	2,07E+12	N/m ²	Constante
Coeficiente de dilatación térmica	1.8e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	16	W/(m.K)	Constante
Calor específico	500	J/(kg.K)	Constante

2.24.3. Cargas y restricciones

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <Brida2>	Activar 39 Arista(s), 2 Cara(s) fijo.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Fuerza-1 <Brida2>	Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 278 740 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	

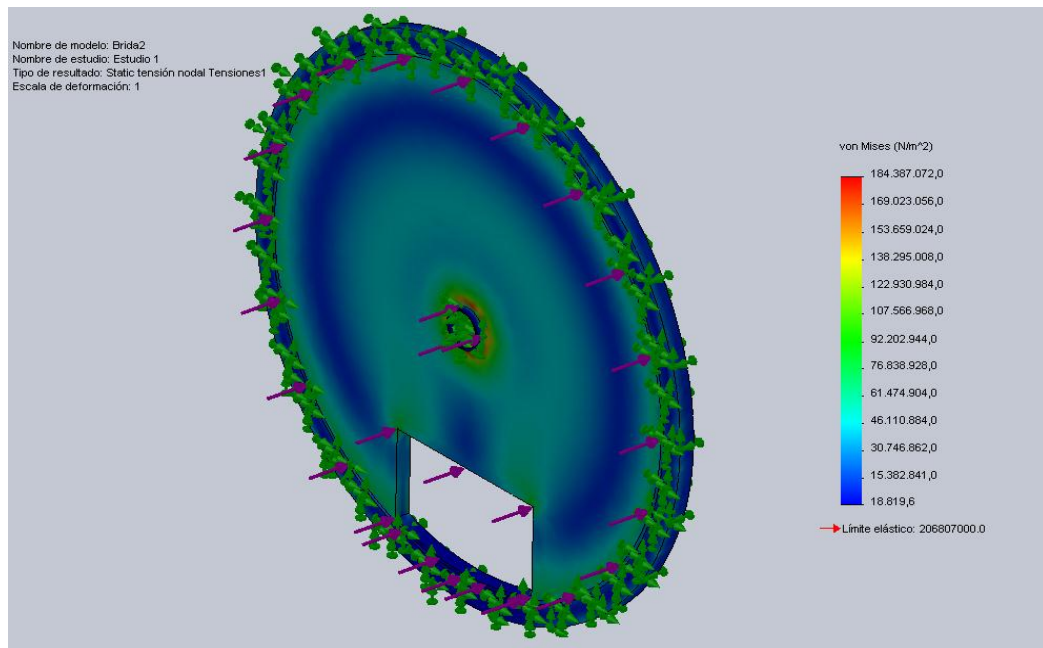
Información de malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	20.595 mm
Tolerancia:	1.0297 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	14470
Número de nodos:	27486

2.24.4. Resultados del estudio

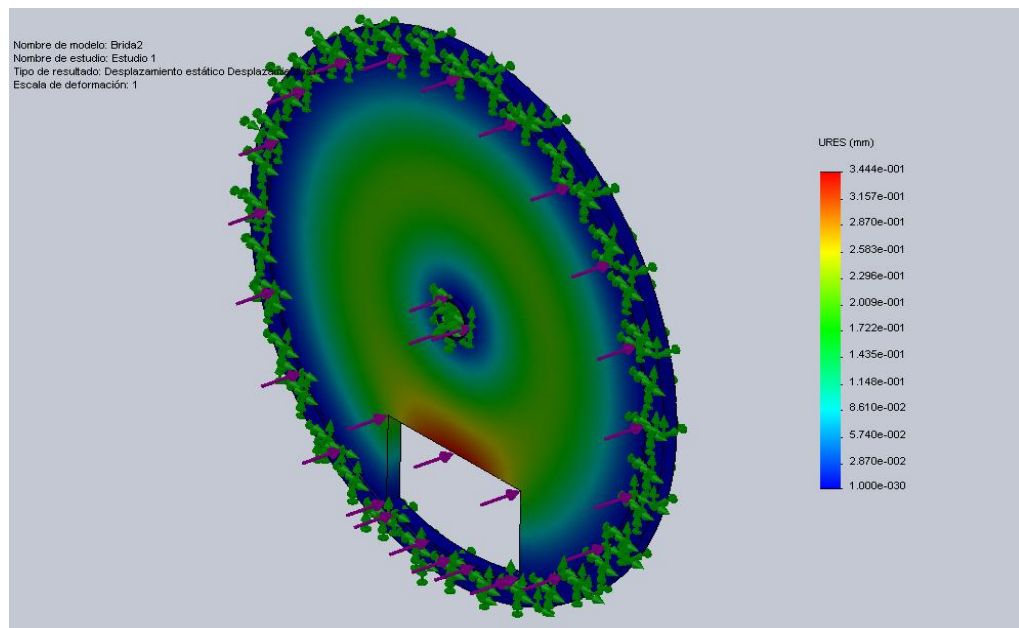
En las figuras que se muestran a continuación se puede ver los resultados predeterminados al realizar el estudio de la brida2: tensiones, desplazamientos, deformaciones y factor de seguridad.

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	18819.6 N/m ² Nodo: 18352	(13.3516 mm, -370 mm, 20 mm)	1.84387e+008 N/m ² Nodo: 24872	(7.02985 mm, -32.6598 mm, 19.9918 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	(355 mm, 0 mm, 20 mm)	0.344414 mm Nodo: 12012	(2.93295e- 005 mm, -199.982 mm, -0.343927 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.60802e- 007 Elemento: 10899	(-20.9136 mm, -380.936 mm, 2.25706 mm)	0.00060683 Elemento: 5579	(31.4472 mm, 0.0156208 mm, 18.0995 mm)



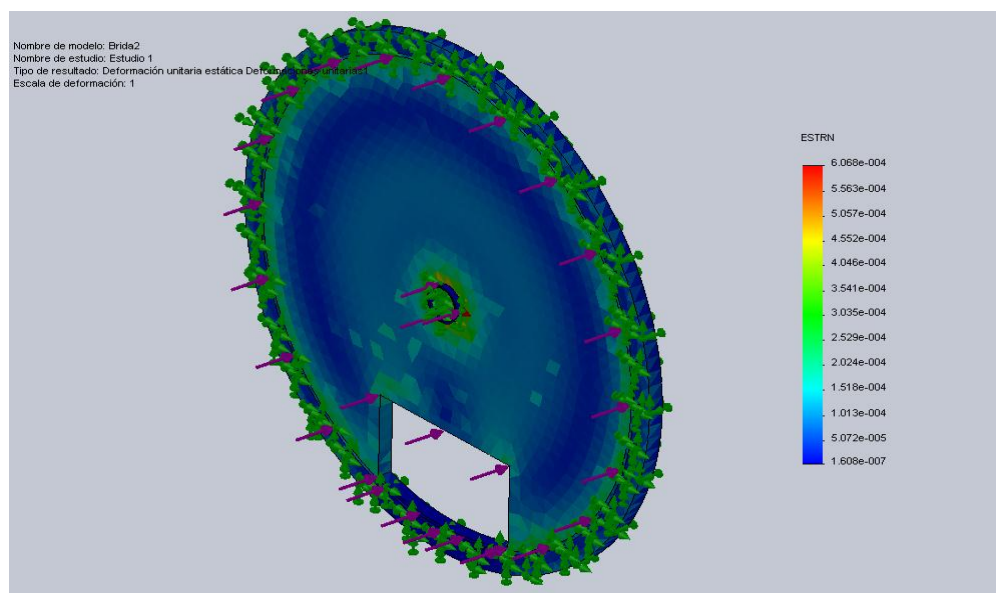
Fuente: AUTOR

Figura 49. Brida2-Estudio 1-Tensiones



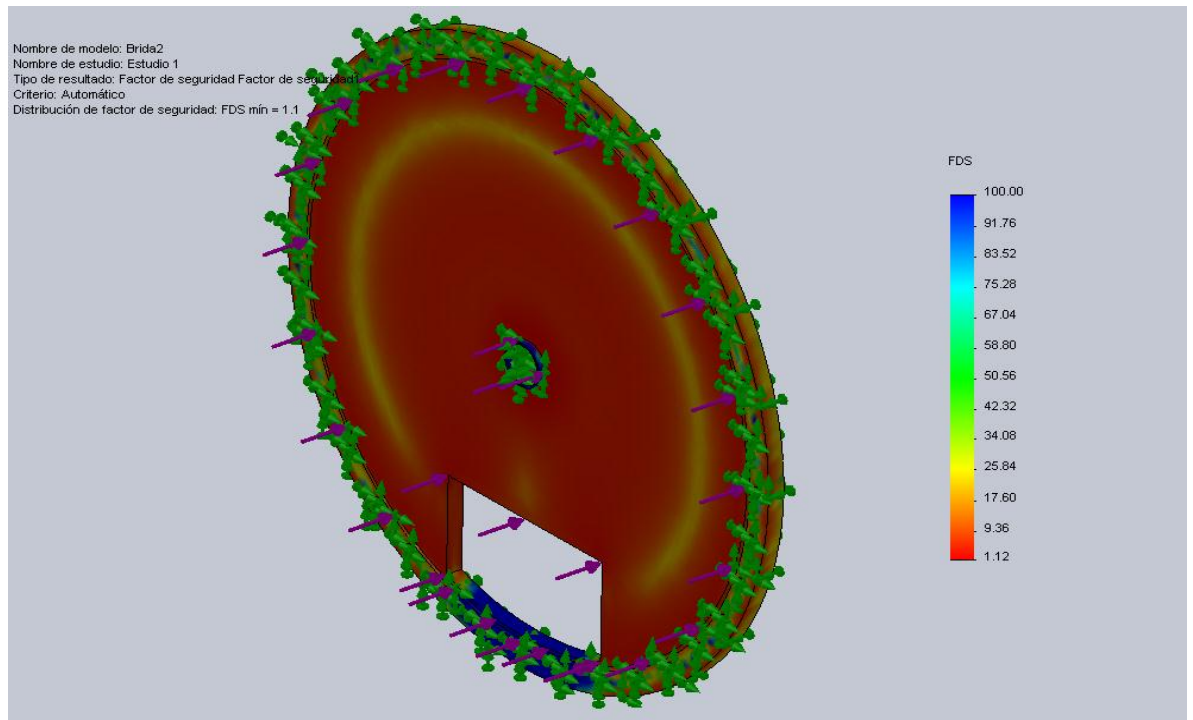
Fuente: AUTOR

Figura 50. Brida2-Estudio 1-Desplazamientos



Fuente: AUTOR

Figura 51. Brida2-Estudio 1-Deformaciones unitarias



Fuente: AUTOR

Figura 52. Brida2-Estudio 1-Factor de seguridad

2.24.5. Conclusión

Al realizar la simulación de esfuerzos se obtiene como resultados que la brida 2 presenta esfuerzos máximos en la parte central, y un coeficiente de seguridad mínimo de 1,12 el mismo que nos garantiza la resistencia mecánica del elemento.

2.25. Análisis de tensiones de cilindro

2.25.1. Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla:	Malla sólida
Tipo de solver	Solver tipo FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando (Soft Spring):	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Efecto térmico:	Introducir temperatura
Temperatura a tensión cero	298.00
Unidades	Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorksFlowSimulation	Desactivar
Fricción:	Desactivar
Ignorar distancia para contacto superficial	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Unidades

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/m ²

2.25.2. Propiedades de material

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa (kg)	Volumen (m ³)
1	Cilindro	AISI 304	72.2421	0.00903026

Nombre de material:	AISI 304
Descripción:	Acero inoxidable
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Datos de aplicación:	Digestor

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	1.9e+011	N/m ²	Constante
Coeficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	7.5e+010	N/m ²	Constante
Densidad	8000	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	5.1702e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	2.0681e+008	N/m ²	Constante
Coeficiente de dilatación térmica	1.8e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	16	W/(m.K)	Constante
Calor específico	500	J/(kg.K)	Constante

2.25.3. Cargas y restricciones

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <Cilindro>	Activar 2 Cara(s) fijo.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Presión-1 <Cilindro>	Activar 1 Cara(s) con presión $7.24e+005$ N/m ² a lo largo de la dirección normal a la cara seleccionada	Carga secuencial	

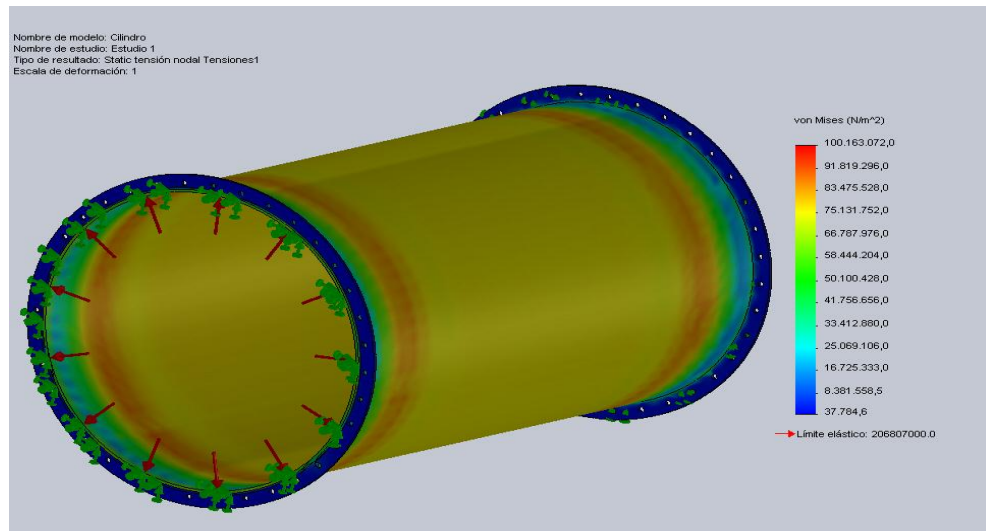
Información de malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	37.789 mm
Tolerancia:	1.8895 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	20062
Número de nodos:	41728
Tiempo para completar la malla	00:00:14

2.25.4. Resultados del estudio

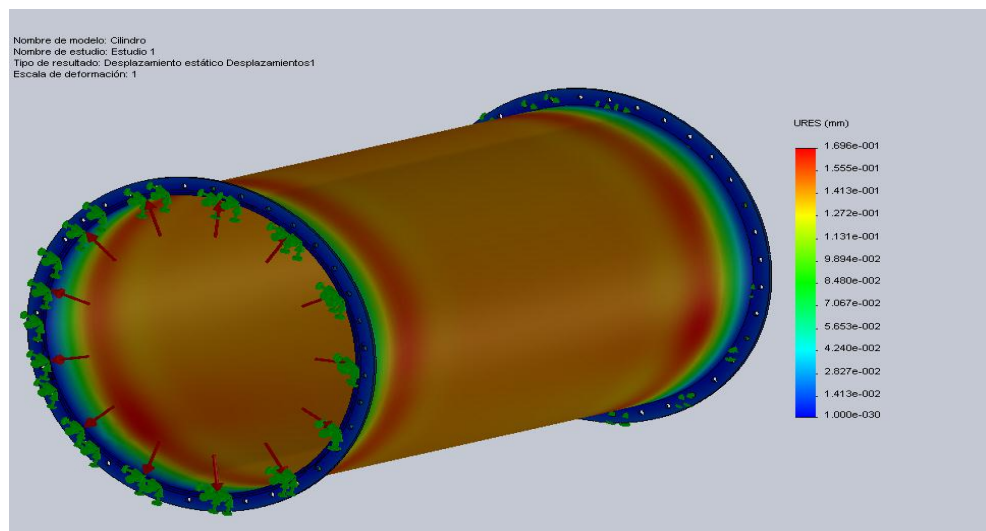
Los resultados predeterminados del estudio del cilindro se muestran gráficamente a continuación con los respectivos análisis de tensiones, desplazamientos, deformaciones y factor de seguridad.

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máy.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	37784.6 N/m ² Nodo: 15245	(257.61 mm, -271.162 mm, 1220.02 mm)	1.00163e+0 08 N/m ² Nodo: 15946	(310.961 mm, 158.443 mm, 1220 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 21	(-178.75 mm, -309.604 mm, 1217.5 mm)	0.169604 mm Nodo: 1569	(-302.536 mm, -174.67 mm, 147.891 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	4.54891e- 007 Elemento: 16836	(301.816 mm, 234.402 mm, 1218.52 mm)	0.00039085 7 Elemento: 1565	(-276.336 mm, -214.431 mm, 145.551 mm)



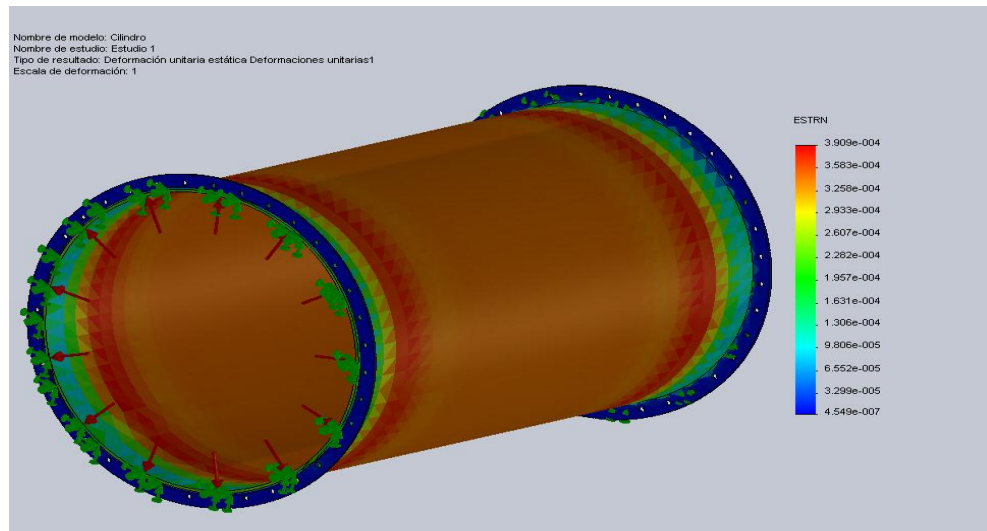
Fuente: AUTOR

Figura 53. Cilindro-Estudio 1-Tensiones



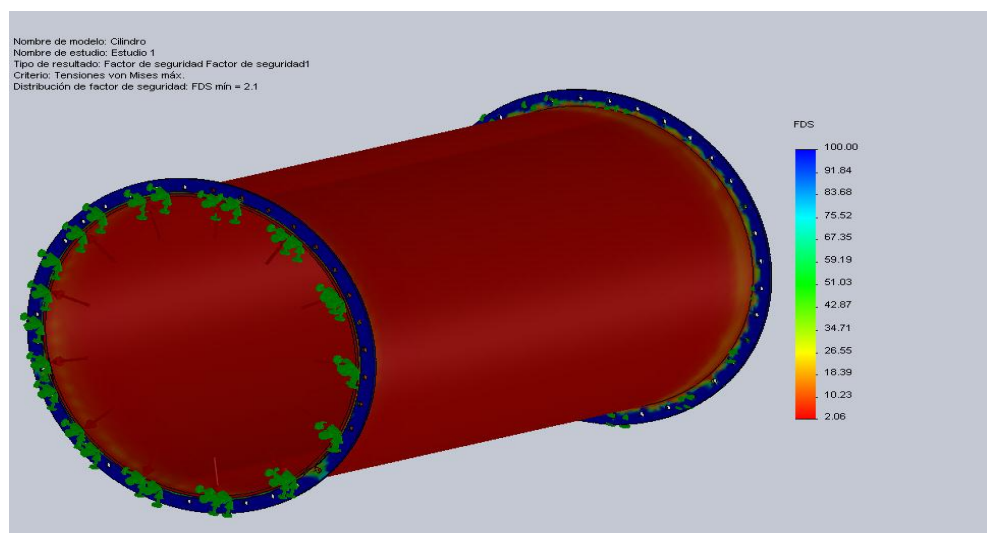
Fuente: AUTOR

Figura 54. Cilindro-Estudio 1-Desplazamientos



Fuente: AUTOR

Figura 55. Cilindro-Estudio 1-Deformaciones unitarias



Fuente: AUTOR

Figura 56. Cilindro-Estudio 1-Factor de seguridad

2.25.5. Conclusión

Al realizar el análisis del cilindro por el método de elementos finitos se obtiene un coeficiente de seguridad de 2,06, lo que asegura la resistencia mecánica del cuerpo del digestor.

2.26. Análisis de tensiones de Eje

2.26.1. Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla:	Malla sólida
Tipo de solver	Solver tipo FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando (Soft Spring):	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Efecto térmico:	Introducir temperatura
Temperatura a tensión cero	298.000000
Unidades	Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorksFlowSimulation	Desactivar
Fricción:	Desactivar
Ignorar distancia para contacto superficial	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Unidades

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/m ²

2.26.2. Propiedades de material

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa (kg)	Volumen (m ³)
1	Eje	AISI 304	8.55796	0.00106974

Nombre de material:	AISI 304
Descripción:	Acero Inoxidable
Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	1.9e+011	N/m ²	Constante
Coeficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	7.5e+010	N/m ²	Constante
Densidad	8000	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	5.1702e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	2.0681e+008	N/m ²	Constante
Coeficiente de dilatación térmica	1.8e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	16	W/(m.K)	Constante
Calor específico	500	J/(kg.K)	Constante

2.26.3. Cargas y restricciones

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <Eje>	Activar 2 Cara(s) fijo.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Fuerza-1 <Eje>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 64.68 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	
Fuerza-2 <Eje>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 64.68 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	
Fuerza-3 <Eje>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal - 64.68 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	
Fuerza-4 <Eje>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal - 64.68 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	
Fuerza-5 <Eje>	activar 1 Cara(s)	Carga secuencial	

	aplicar fuerza normal 78.4 N utilizando distribución uniforme		
Torsión-3 <Eje>	activar 1 Cara(s) aplicar momento de torsión 396,83 N-m con respecto a la referencia seleccionada Cara< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	

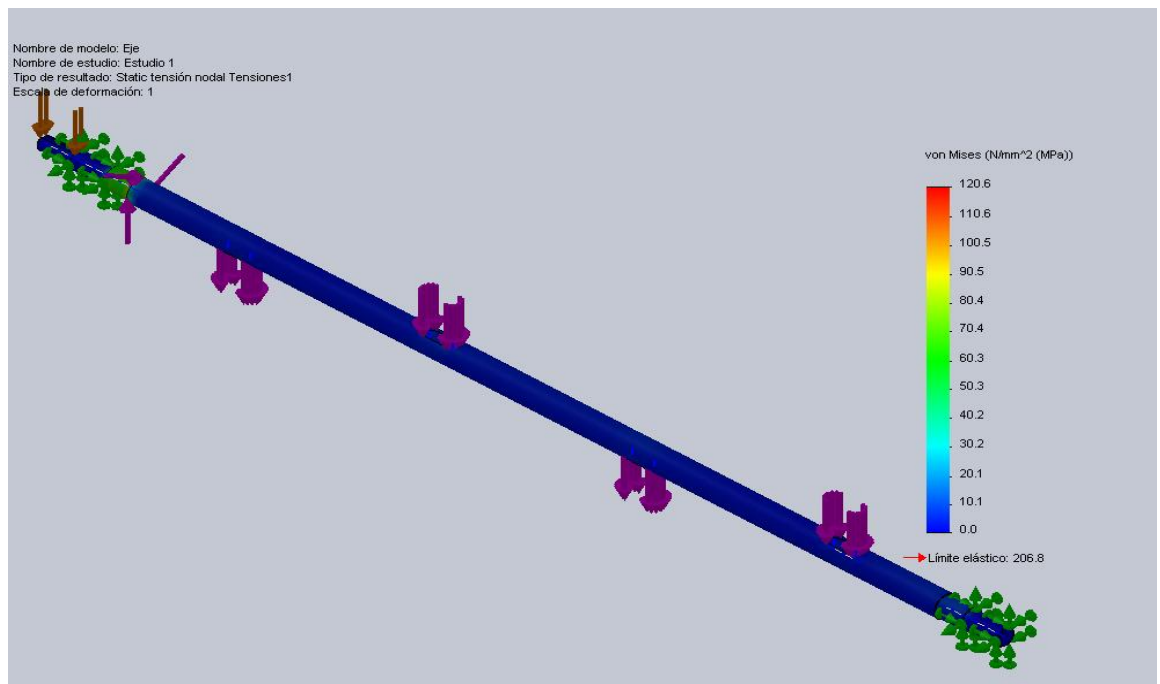
Información de malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	10.23 mm
Tolerancia:	0.51148 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	7246
Número de nodos:	12743

2.26.4. Resultados del estudio

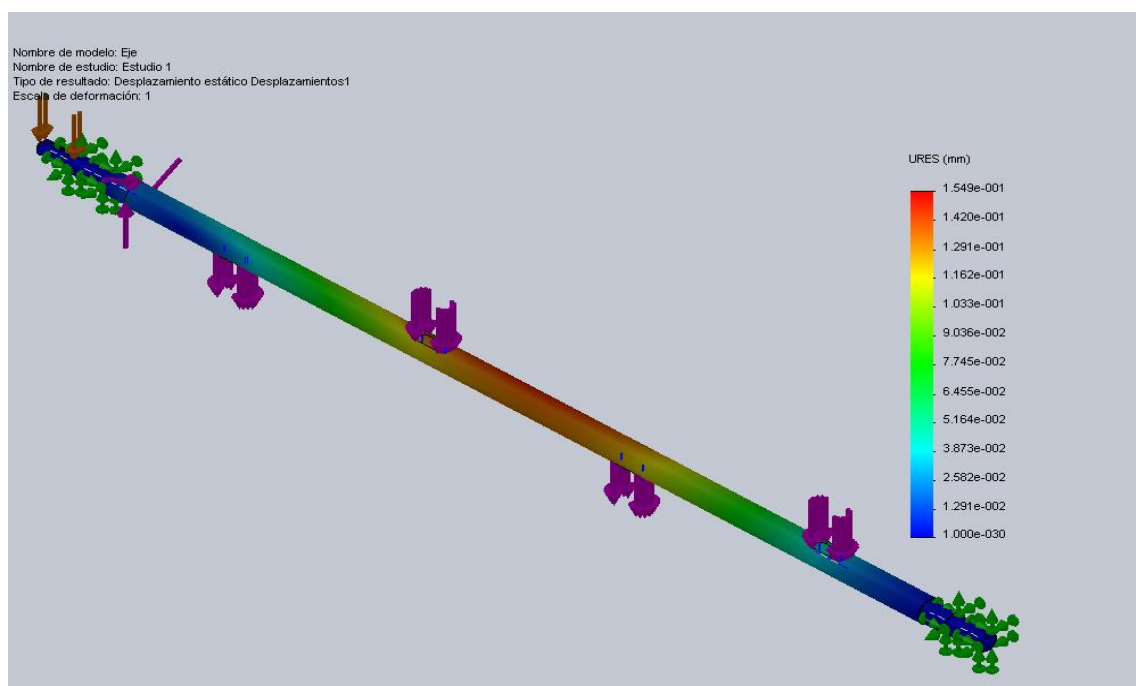
A continuación los resultados predeterminados del eje, obtenidos luego del respectivo análisis:

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	6.34898e-005 N/mm ² (MPa) Nodo: 12700	(943.091 mm, 3.59121 mm, 9.86677 mm)	120.607 N/mm ² (MPa) Nodo: 1276	(-290.911 mm, -12.9834 mm, 7.51736 mm)
Desplazamientos 1	URES: Desplazamiento o resultante	0 mm Nodo: 5	(941.091 mm, -10.8253 mm, -6.25 mm)	0.154909 mm Nodo: 9544	(267.851 mm, -0.154902 mm, -16.4985 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	3.08805e-010 Elemento: 2795	(940.376 mm, 3.21964 mm, 4.04822 mm)	0.00045785 Elemento: 376	(-325.891 mm, 11.9922 mm, -2.60845 mm)



Fuente: AUTOR

Figura 57. Eje-Estudio 1-Tensiones



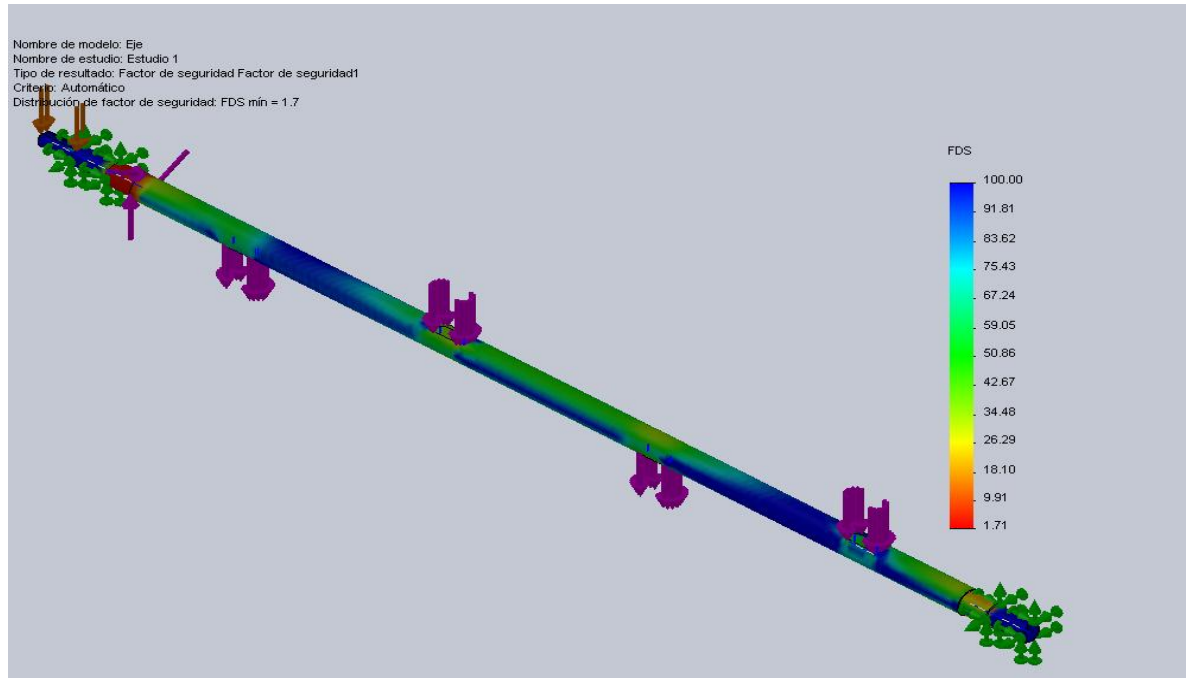
Fuente: AUTOR

Figura 58. Eje-Estudio 1-Desplazamientos



Fuente: AUTOR

Figura 59. Eje-Estudio 1-Deformaciones unitarias



Fuente: AUTOR

Figura 60. Eje-Estudio 1-Factor de seguridad

2.26.5. Conclusión

La resistencia mecánica del eje es seguro, ya que luego de realizar el respectivo análisis por elementos finitos el coeficiente de seguridad mínimo es de 1,71.

2.27. Análisis de tensiones de Paleta

2.27.1. Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla:	Malla sólida
Tipo de solver	Solver tipo FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando (Soft Spring):	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Efecto térmico:	Introducir temperatura
Temperatura a tensión cero	298.000000
Unidades	Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorksFlowSimulation	Desactivar
Fricción:	Desactivar
Ignorar distancia para contacto superficial	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar

Unidades

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/m ²

2.27.2. Propiedades de material

Nº	Nombre de sólido	Material	Masa (kg)	Volumen (m ³)
1	Paleta	AISI 304	4.43879	0.000554849

Nombre de material:	AISI 304
Descripción:	Acero Inoxidable
Origen del material:	
Tipo de modelo del material:	Isotrópico elástico lineal
Criterio de error predeterminado:	Tensión máxima de von Mises
Datos de aplicación:	

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	1.9e+011	N/m ²	Constante
Coeficiente de Poisson	0.29	NA	Constante
Módulo cortante	7.5e+010	N/m ²	Constante
Densidad	8000	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	5,17E+12	N/m ²	Constante
Límite elástico	2,07E+12	N/m ²	Constante
Coeficiente de dilatación térmica	1.8e-005	/Kelvin	Constante
Conductividad térmica	16	W/(m.K)	Constante
Calor específico	500	J/(kg.K)	Constante

2.27.3. Cargas y restricciones

Sujeción

Nombre de restricción	Conjunto de selecciones	Descripción
Fijo-1 <Paleta>	Activar 7 Cara(s) fijo.	

Carga

Nombre de carga	Conjunto de selecciones	Tipo de carga	Descripción
Fuerza-1 <Paleta>	Activar 1 Cara(s) aplicar fuerza normal 1606.9 N utilizando distribución uniforme	Carga secuencial	

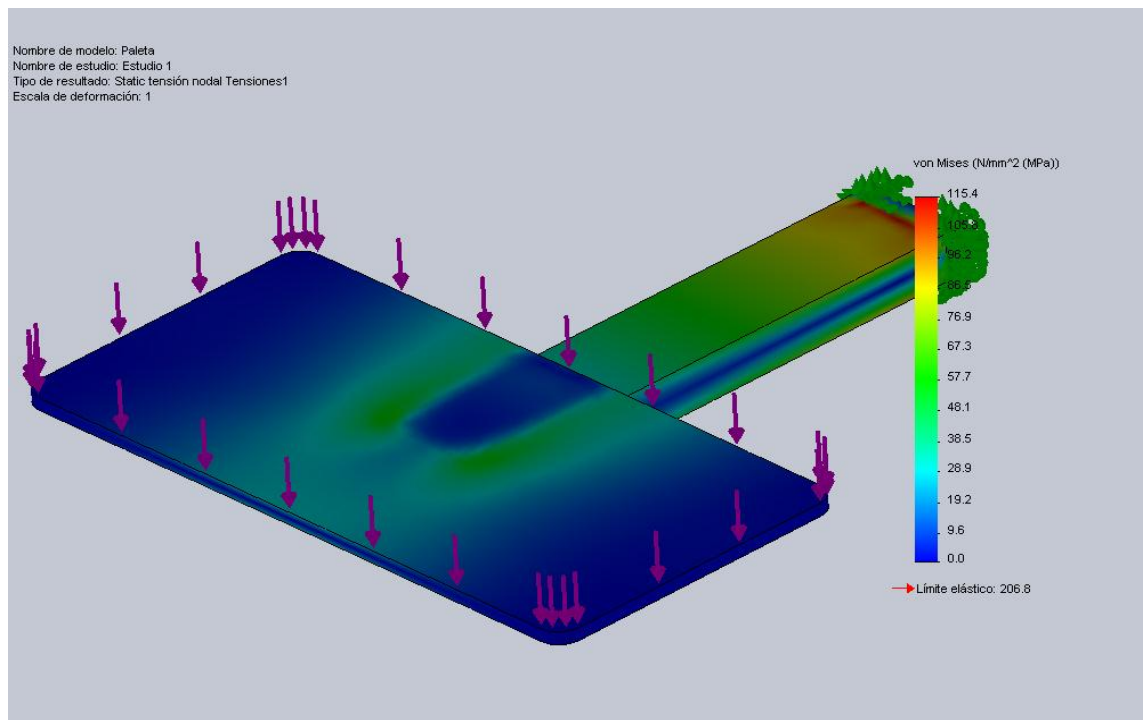
Información de malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	8.0888 mm
Tolerancia:	0.40444 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	9800
Número de nodos:	17364

2.27.4. Resultados del estudio

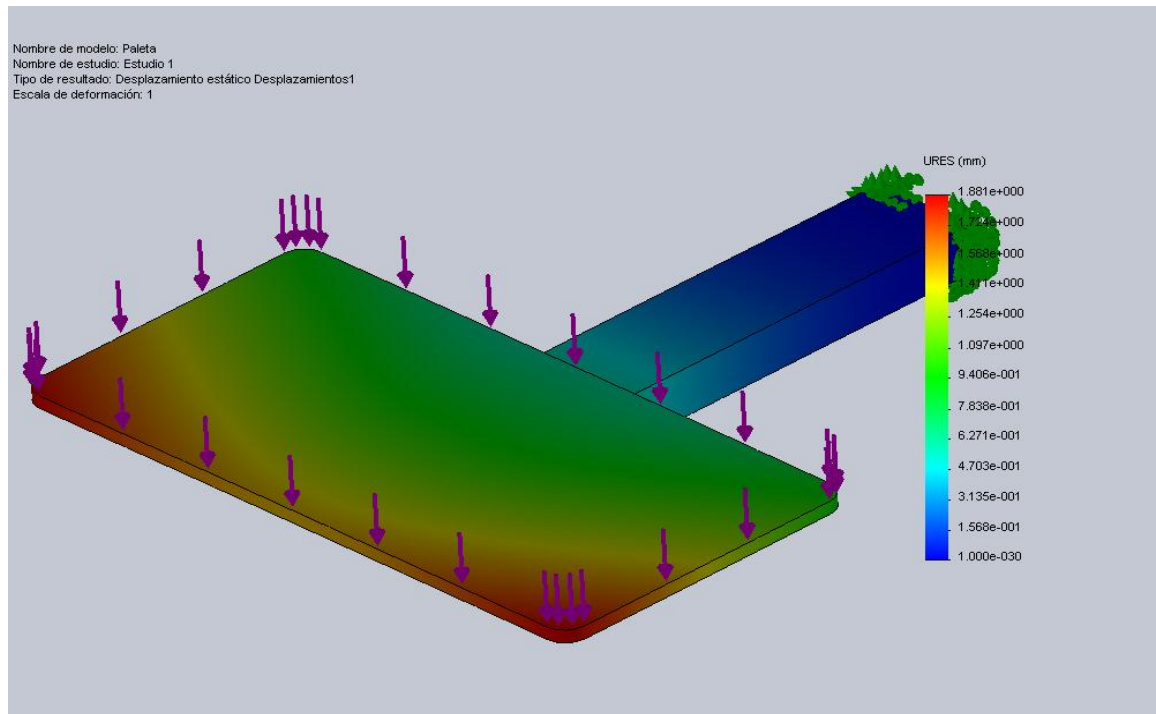
Los resultados predeterminados se encuentran a continuación en las respectivas figuras:

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.017349 2 N/mm ² (MPa) Nodo: 16595	(300 mm, 136.257 mm, 1.1855 mm)	115.383 N/mm ² (MPa) Nodo: 6834	(154 mm, -173.065 mm, -22.0011 mm)
Desplazamientos 1	URES: Desplazamiento o resultante	0 mm Nodo: 1	(125 mm, -185 mm, -9.1 mm)	1.88118 mm Nodo: 16183	(293.838 mm, 149.339 mm, 4.12153 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.24108e- 007 Elemento: 5441	(1.94965 mm, 132.458 mm, 1.23662 mm)	0.00048044 1 Elemento: 4066	(169.305 mm, -174.979 mm, -21.3748 mm)



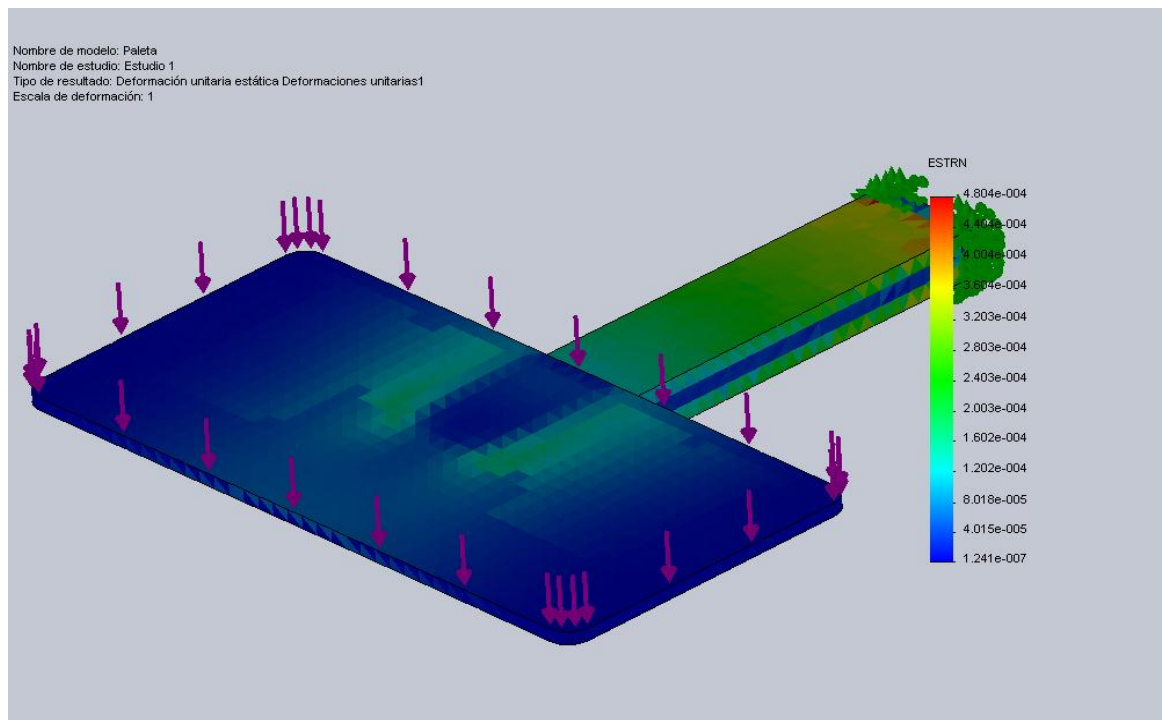
Fuente: AUTOR

Figura 61. Paleta-Estudio 1-Tensiones



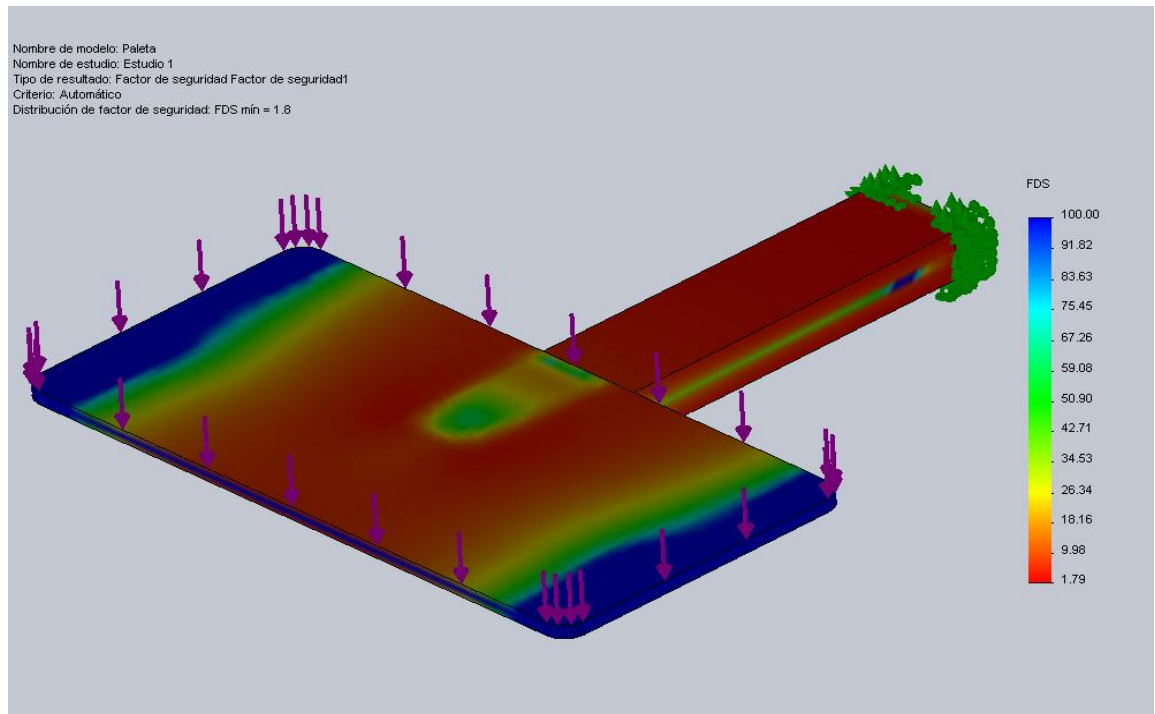
Fuente: AUTOR

Figura 62. Paleta-Estudio 1-Desplazamientos



Fuente: AUTOR

Figura 63. Paleta-Estudio 1-Deformaciones unitarias



Fuente: AUTOR

Figura 64. Paleta-Estudio 1-Factor de seguridad

2.27.5. Conclusión

Como resultado del análisis realizado por el método del elemento finito se observa que el coeficiente de seguridad mínimo de 1,79 que garantiza la resistencia mecánica del elemento.

CAPITULO III

3. Costos

El objetivo de éste capítulo es el de definir los costos directos e indirectos que se ven involucrados en el diseño y construcción del equipo que se ha diseñado.

3.1. Conceptos fundamentales en análisis de costos³⁰

Antes de comenzar con el análisis de costos que inciden en el diseño y ejecución es necesario definir algunos conceptos.

3.1.1. Costos totales de un proyecto

El costo total de un proyecto es aquella inversión que se realiza para tenerlo concluido a satisfacción.

3.1.2. Precio de una obra

El precio es igual al costo de la obra, los costos indirectos, porcentaje de imprevistos y utilidad de la obra.

3.1.3. Precio unitario

Es el pago en moneda que el contratante debe realizar al contratista por la obra y por el trabajo que realiza.

³⁰ Contabilidad Y Análisis De Costos; Arredondo Gonzalez Ma.magdalena

3.1.4. Concepto de trabajo

Es un conjunto de operaciones mecánicas y manuales que la persona encargada (contratista) realiza, y que además los ejecuta de acuerdo a planos y especificaciones técnicas.

3.1.5. Costos directos

Son aquellos costos que varían en forma proporcional, de acuerdo al nivel de producción o actividad de la empresa. Son los costos por “producir” o “vender” por ejemplo:

- Mano de obra directa (a destajo, por producción o por tanto)
- Materia prima directa.
- Materiales e insumos directos.
- Impuestos específicos.
- Envases, embalajes, etiquetas.
- Comisiones sobre ventas.

3.1.6. Costos totales de un proyecto

Son aquellos costos cuyo importe permanece constante, independiente del nivel de actividad de la empresa. Se pueden identificar y llamar como costos de “mantener la empresa abierta”, de manera tal que se realice o no la producción, se venda o no la mercadería o servicio, dichos costos igual deben ser solventados por la empresa por ejemplo:

- Alquileres
- Amortizaciones o depreciaciones
- Seguros
- Impuestos fijos
- Servicios públicos (Luz, teléfono, gas, agua, etc.)

- Sueldos.

3.1.7. Utilidad real

Es aquella cantidad que queda como beneficio para la empresa, luego que se deduce todos los cargos aplicables a la utilidad total.

3.1.8. Características de los costos unitarios

Este tipo de costos son aproximados, dependen y están sujetos a condiciones promedio de consumo, pérdidas y desperdicios.

El costo unitario vale en el momento de cálculo y en las condiciones dadas, pero debe ser constantemente actualizado, ya que los insumos varían continuamente.

3.2. Costos directos

3.2.1. Cálculo de los costos directos

Los costos directos se dividen en:

1. Diseño y mano de obra.
2. Equipo y materiales
3. Transporte

3.2.1.1. Costos de Diseño y mano de obra

Los costos de diseño consisten en el trabajo que realiza el Ingeniero Mecánico para realizar los cálculos y el diseño del digestor, además involucra la elaboración de planos donde se detalla la información de cada uno de los componentes del sistema.

El costo de diseño de ingeniería se cobra para un ingeniero a un valor de \$1000 usd.

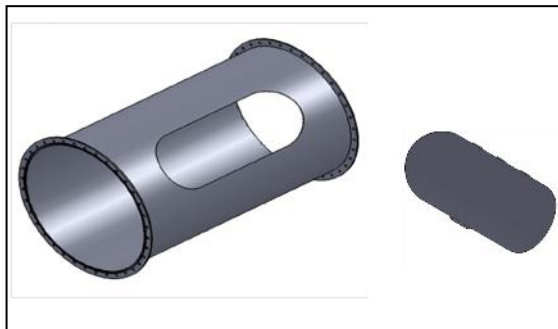
PERSONAL	COSTO POR HORA (USD)	HORAS DE TRABAJO	COSTO TOTAL DE LA OBRA (USD)
Ingeniero Mecánico	\$ 25	40	\$ 1000,00
Tornero	\$ 10	40	\$ 400,00
Soldador	\$ 5	40	\$ 200,00
Mecánico	\$ 3.75	40	\$ 150,00
Ayudante	\$ 1.875	40	\$ 75,00
COSTO TOTAL DE LA MANO DE OBRA			\$ 1.825,00

Fuente: AUTOR

Tabla 11. Mano de obra

3.2.1.2. Costos de materiales y equipos

Construcción del cilindro y tapa:



Fuente: AUTOR

Figura 65. Construcción cilindro y tapa

El cilindro es de acero inoxidable AISI 304 de 3mm y tiene las siguientes medidas:

Largo = 1220mm

Diámetro = 700mm

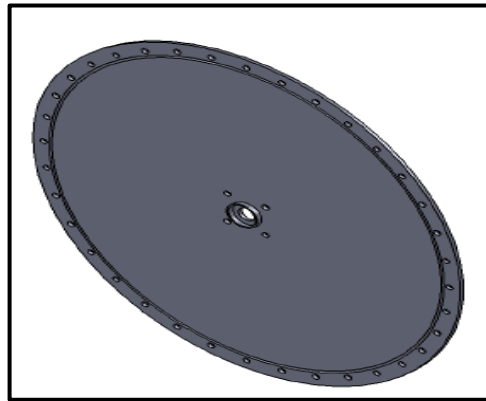
Entonces para saber cuánto material se necesita comprar, se calcula el perímetro:

$$P = \pi * d \quad (\text{Ec. 118})$$

$$P = 3.1416 (700\text{mm}) = 2199,12\text{mm}$$

Comercialmente se encuentra las planchas de acero inoxidable en medida de 1220x2440mm entonces con una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 3mm se puede construir el cilindro.

Construcción de las bridas:



Fuente: AUTOR

Figura 66. Construcción bridas

Se necesitan 2 bridas en acero inoxidable AISI 304 con espesor de 6mm, las mismas tienen las siguientes medidas:

Diámetro: 780mm

Espesor: 6mm

Las 2 bridas pueden ser fabricadas de una sola plancha de acero inoxidable de 6mm.

Construcción del eje de transmisión:



Fuente: AUTOR

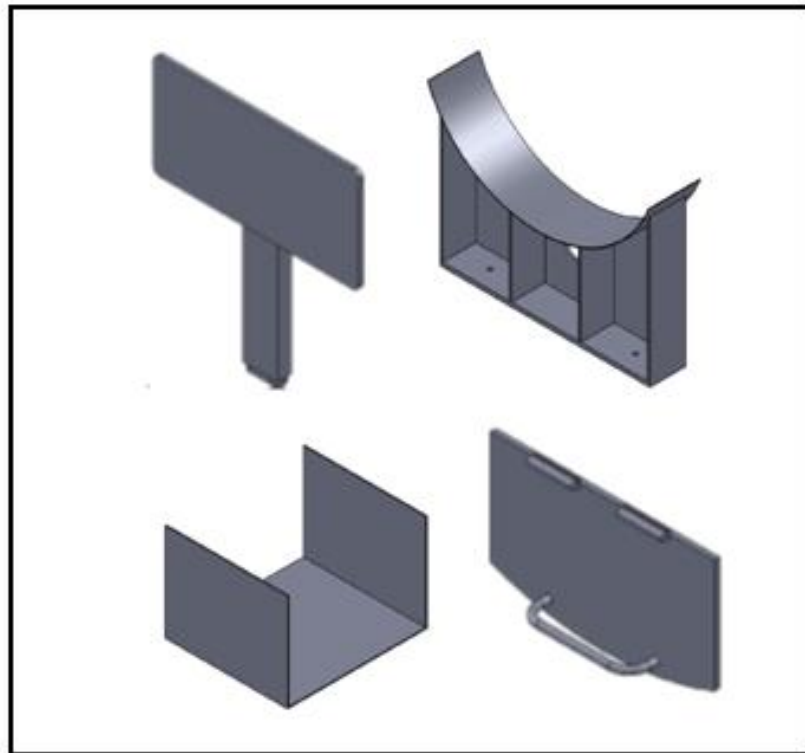
Figura 67. Construcción eje de transmisión

Se necesita la construcción de un eje en acero inoxidable según las medidas obtenidas de los planos se necesita que tenga las siguientes medidas:

Longitud = 1370mm

Diámetro = 33mm

Construcción de la paleta y sillas:



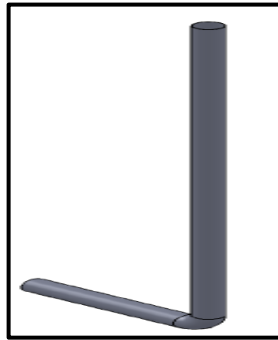
Fuente: AUTOR

Figura 68. Construcción paleta y sillas

Se necesita la construcción de 4 paletas en acero inoxidable de 6mm, la misma puede ser construida del material sobrante de la plancha que se utilizó para la construcción de las bridas.

Para la construcción de las sillas se necesita adquirir una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 6mm adicional incluyendo también el material para la tapa de la cámara de combustión.

Construcción de la chimenea:



Fuente: AUTOR

Figura 69. Construcción chimenea

Según las medidas especificadas en los planos se necesita adquirir 2.5 metros de tubería de hierro negro sin costura de 3 pulgadas, con una unión de hierro negro de 3 pulgadas y un codo a 90° de 3 pulgadas.

En el siguiente cuadro se detalla cada uno de los materiales y elementos necesarios:

ITEM	DESCRIPCION	MEDIDA	CANT	COSTO UNITARIO USD	COSTO TOTAL USD
1	Quemador Industrial marca BALTUR para diesel modelo RINOX 35 L	UND	1	\$ 1.188,00	\$ 1.188,00
2	Motoreductor 2hp	UND	1	\$ 560,00	\$ 560,00
ACCESORIOS Y MATERIALES					
3	Plancha de acero inoxidable 304 de 3mm	UND	1	343,53	\$ 343,53
4	Plancha de acero inoxidable 304 de 6mm	UND	2	670,09	\$ 1.340,18
5	Eje de Acero inoxidable de 1 1/2"	M	1,4	63,16	\$ 88,42
6	Tubería hierro negro 3" sin costura	M	2,5	18,66	\$ 46,65
7	Codo 3"hierro negro para soldar	M	1	26,75	\$ 26,75
9	Chumacera UCFG 205D1	UND	2	17,12	\$ 34,24
10	Rodamiento 6705	UND	2	11,27	\$ 22,54
11	Polea 320	UND	2	35,1	\$ 70,20
12	Polea 160	UND	2	33,5	\$ 67,00
13	O ring según muestra	UND	2	3,5	\$ 7,00
14	Sello mecánico 1 ¼"	UND	2	17	\$ 34,00
15	Tornillo hexagonal M12x20	UND	88	0,1	\$ 8,80
16	Tuerca hexagonal M12	UND	88	0,05	\$ 4,40
17	Suelda 52NG EUTECTRODE para acero inoxidable	UND	250	0,793	\$ 198,25
18	Acero para chaveta 8x8 largo 5cm	UND	1	7	\$ 7,00
COSTO TOTAL DE EQUIPOS Y MATERIALES					\$ 4.046,96

Fuente: AUTOR

Tabla 12. Materiales

3.2.1.3. Costos de Transporte

Los costos de transporte involucra el traslado del equipo, desde el distribuidor hasta el sitio donde se debe instalar el digestor cooker, como se detalla en la tabla 15:

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Transporte del equipo y materiales	Transporte	1	\$ 40,00	\$ 40,00
Transporte de materiales desde otras ciudades	Transporte	1	\$ 30,00	\$ 30,00
Transporte de materiales en Quito	Transporte	1	\$ 20,00	\$ 20,00
			TOTAL	\$ 90,00

Fuente: AUTOR

Tabla 13. Transporte

3.2.1.4. Costos directos totales

Los costos directos totales son la suma de todos los costos que involucran el diseño, mano de obra, equipo, materiales y transporte como se puede apreciar en la tabla 16.

DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL DIRECTO
Diseño y mano de obra	\$ 1.825,00
Equipo y Materiales	\$ 4532.60
Transporte de materiales en Quito	\$ 90,00
TOTAL	\$ 6447,6

Fuente: AUTOR

Tabla 14. Costos directos totales

3.3. Costos indirectos

Es la suma de los gastos técnico administrativos utilizados para el cálculo, diseño y construcción del digestor.

3.3.1. Gastos administrativos

Son aquellos costos necesarios para la gestión del negocio. Por ejemplo:

- Sueldos y cargas sociales del personal del área administrativa y general de la empresa.
- Honorarios pagados por servicios profesionales.
- Servicios públicos correspondientes al área administrativa luz, agua, etc.
- Papelería e insumos propios de la administración.
- Impuestos depreciación y mantenimiento.

En la tabla 17 se detalla los rubros mencionados anteriormente.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Persona para trámites	mes	20	\$ 20,00
		TOTAL	\$ 20,00
ALQUILER, AMORTIZACIONES			
Taller para montaje y herramientas	mes	200	\$ 200,00
		TOTAL	\$ 200,00
INSUMOS DE OFICINA			
Esferos, lápices, borradores			\$ 4,00
CD,DVD			\$ 3,00
Papel bond	1	resma	\$ 3,75
		TOTAL	\$ 10,75
MATERIALES DE CONSUMO			
Copias			\$ 2,00
Impresiones	50	0,05	\$ 2,50
		TOTAL	\$ 4,50
COSTO TOTAL ADMINISTRACIÓN			\$ 235,25

Fuente: AUTOR

Tabla 15. Gastos Administrativos

3.4. Costo total del proyecto

El costo total de la construcción del digestor cooker igual a la suma de los costos directos más los indirectos como se muestra en la tabla 18:

DESCRIPCIÓN	COSTO USD
COSTOS DIRECTOS	\$ 6447,6
COSTOS INDIRECTOS	\$ 235,25
Imprevistos (2%)	\$ 128,95
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	\$ 6811,8

Fuente: AUTOR

Tabla 16. Costo total proyecto

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES.

- Los objetivos planteados al inicio del presente trabajo se han cumplido en su totalidad, los resultados obtenidos son satisfactorios.
- El costo beneficio del digestor cooker: se concluye que al invertir en la construcción del mismo, se obtienen beneficios tanto económicos como ambientales, los cuales a lo largo de la vida útil del digestor representan ventajas para la procesadora.
- Para la selección del quemador se tiene que tomar en cuenta el combustible a utilizar y la cantidad de calor necesario.
- El material que debe ser utilizado es acero inoxidable 304 o 304L el motivo de utilizar este material es por la alta resistencia a la corrosión y temperatura, tomando en cuenta que se va a procesar sangre, viseras y para el proceso se debe subir la temperatura las características del material son las más adecuadas.
- Con la implementación del digestor cooker se tiene un proceso más limpio, y se aprovecha al máximo los recursos.
- Los sub productos obtenidos del proceso beneficiarán tanto en lo económico como en la parte ambiental de la procesadora de aves, ya que gracias a la implementación del digestor cooker se utilizará todos los residuos y no se contaminará el ambiente del sector.
- La pérdida de calor es baja ya que como se puede observar en el diseño tanto de la silleta como del aislante térmico, se tomó en cuenta estos parámetros para que la pérdida de calor sea mínima.
- Al instalar un moto reductor el proceso ya no es manual y es de gran ayuda para el personal esto beneficiará en tiempos de producción como en la calidad de los sub productos obtenidos.

RECOMENDACIONES.

- Capacitar al personal encargado de la operación del digestor cooker, para garantizar el correcto funcionamiento de acuerdo a las especificaciones para el que fue diseñado.
- El tiempo de operación para deshidratar los desperdicios será aproximadamente 1 hora, sin embargo esto dependerá del volumen a procesar.
- Después de realizar el proceso, se recomienda una limpieza.
- Antes de sacar el producto se debe verificar que no exista presión dentro del sistema ya que puede ocasionar quemaduras al operario.
- Seguir los pasos necesarios para el encendido del quemador: verificación que no existan gases, ventilación del sistema y encendido del quemador. (Actualmente los quemadores están diseñados para cumplir con el procedimiento)
- Antes de comenzar el proceso se debe verificar que las instalaciones estén en perfecto estado, que no existan fugas del quemador y el combustible, todas las conexiones eléctricas deben estar en buenas condiciones.
- Verificar que dentro del cilindro no existan herramientas u objetos que puedan trabar el libre funcionamiento de las paletas.
- El digestor cooker debe estar instalado en un sitio adecuado para el proceso tomando en cuenta todos los riesgos que pudieren ocasionar tanto al operador como al personal a su alrededor, de preferencia en un sitio lejos del proceso para evitar contaminar el pollo procesado.
- Al realizar la limpieza general por ningún motivo debe estar encendido el digestor cooker.

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY J. E.; Diseño en ingeniería mecánica; Mc. Graw Hill; Cuarta Edición; México; 1989.
- INCROPERA, F y DEWITT, D (1996); Fundamentos de Transferencia de Calor, Editorial Mc Graw-Hill; Mexico.
- HIBBELER R.C.; Mecánica Vectorial para Ingenieros – Dinámica; Pearson; Décima edición; Mexico DF; 2005
- NORTON ROBERT; Diseño de máquinas; Segunda edición; Barcelona; España; 1950.
- PYTEL-SINGER, Resistencia de los materiales, Cuarta edición; Alfaomega Grupo Editor; México 2008.
- JOSÉ ROLDAN; Prontuario de mecánica industrial aplicada; Editorial Paraninfo; Madrid 2002.
- IVAN BOHMAN; Catálogo de aceros de Iván Bohman.
- AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, INC. (FOUNDED 1921), (ASIC) Manual of Steel Construction, 80ª Edición, N.Y 2002
- INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN INEN, Manual de Dibujo Técnico, 1ª Edición, Edit. Taller de Publicaciones, Quito 1980.
- LARBURU N, Máquinas Prontuario, 6ª Edición, Edit. Paraninfo, España, 2004.
- MARKS L (Comp.), Manual del Ingeniero Mecánico, 11ª Edición, Edit. McGraw – Hill Book Company, México, 2004

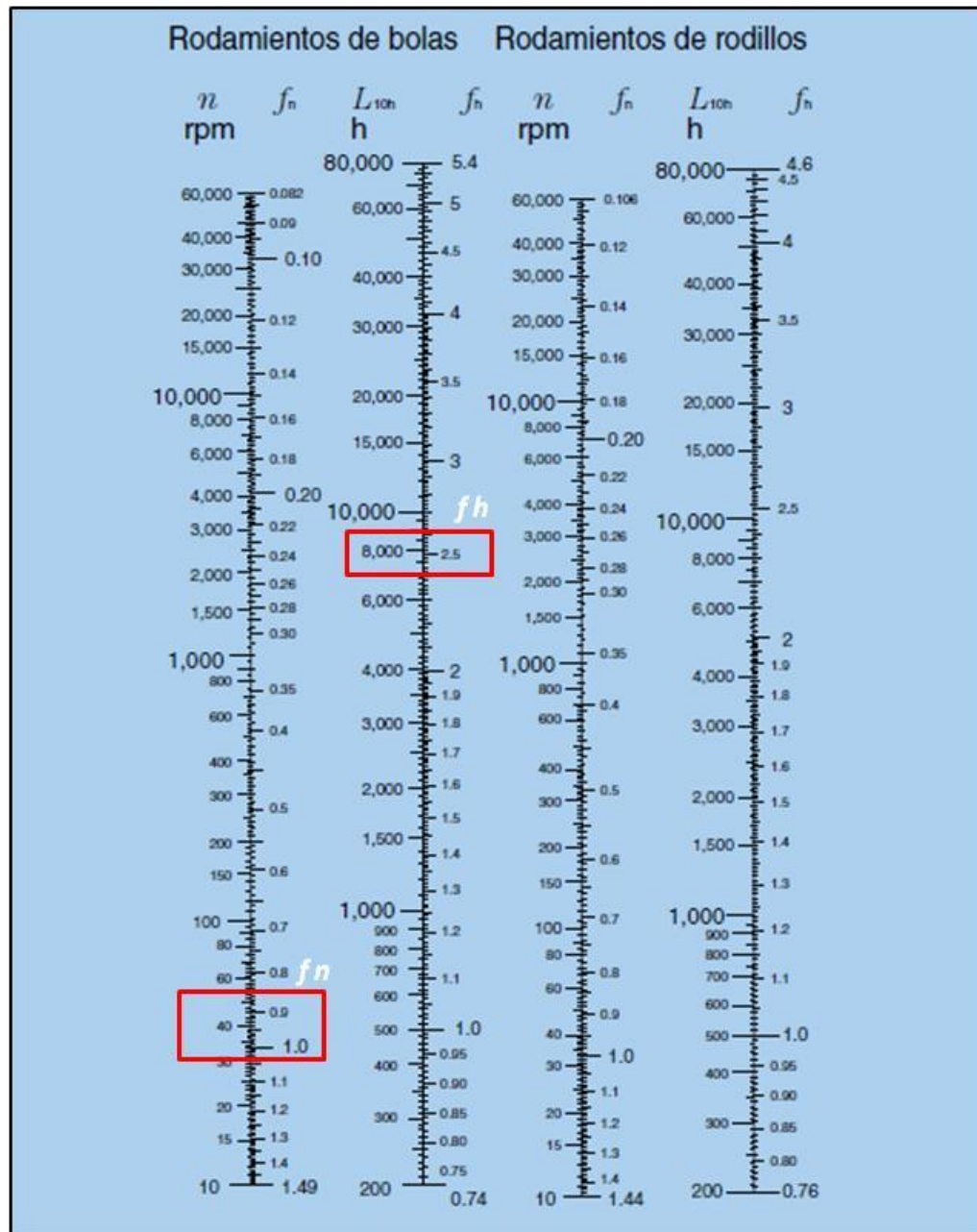
ANEXOS.

ANEXOS

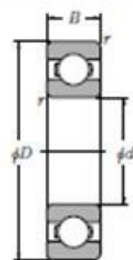
PLANOS.

PLANOS

TABLAS.



ANEXO 1. Catálogo de rodamientos NTN



Tipo abierto



Tipo con tapas (ZZ)



Tipo con sello de no contacto (LLB, LLF)



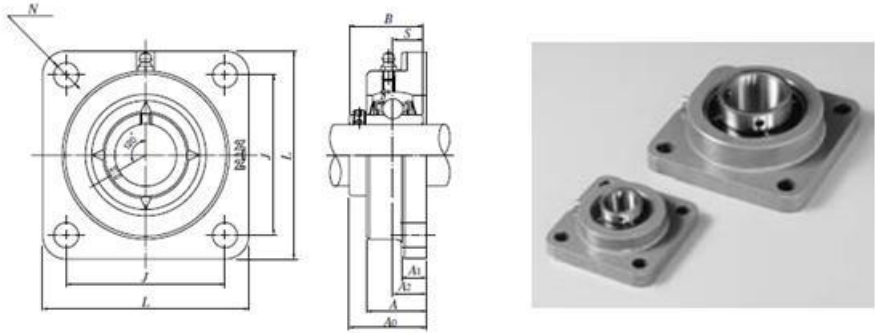
Tipo con sello de bajo torque (LLH)



Tipo con sello de contacto (LLU)

d 20 ~ 35mm

Dimensiones principales	Capacidades básicas de carga								Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos							
					dinámica		estática					r.p.m.									
	mm		r/min		kN		kgf			grasa		aceite									
d	D	B	r _{max} (1)		C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	f ₀	tipo abierto	ZZ	LLB	tipo abierto	Z	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—	—	—	—
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 880	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU			
25	32	4	0.2	—	1.10	0.840	112	86	15.8	4 000	4 600	—	—	6705	—	LLF	—	—			
	37	7	0.3	0.3	4.30	2.95	435	300	16.1	18 000	21 000	—	10 000	6805	ZZ	LLB	—	LLU			
	42	9	0.3	0.3	7.05	4.55	715	460	15.4	16 000	19 000	—	9 800	6905	ZZ	LLB	—	LLU			
	47	8	0.3	—	8.35	5.10	855	520	15.1	15 000	18 000	—	—	16005	—	—	—	—			
	47	12	0.6	0.5	10.1	5.85	1 030	595	14.5	15 000	18 000	11 000	9 400	6005	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	52	15	1	0.5	14.0	7.85	1 430	800	13.9	13 000	15 000	11 000	8 900	6205	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	62	17	1.1	0.5	21.2	10.9	2 160	1 110	12.6	12 000	14 000	9 700	8 100	6305	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	80	21	1.5	—	34.5	17.5	3 550	1 780	11.6	10 000	12 000	—	—	6405	—	—	—	—			
28	52	12	0.6	0.5	12.5	7.40	1 270	755	14.5	14 000	16 000	10 000	8 400	60/28	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	58	16	1	0.5	17.9	9.75	1 830	995	13.4	12 000	14 000	9 700	8 100	62/28	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	68	18	1.1	0.5	26.7	14.0	2 730	1 430	12.4	11 000	13 000	8 900	7 400	63/28	ZZ	LLB	LLH	LLU			
30	37	4	0.2	—	1.14	0.950	117	97	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—			
	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	16.5	15 000	18 000	—	8 800	6806	ZZ	LLB	—	LLU			
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	15.8	14 000	17 000	—	8 400	6906	ZZ	LLB	—	LLU			
	55	9	0.3	—	11.2	7.35	1 150	750	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—			
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1 350	845	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1 980	1 150	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2 720	1 530	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	90	23	1.5	—	43.5	23.9	4 400	2 440	12.3	8 800	10 000	—	—	6406	—	—	—	—			
32	58	13	1	0.5	11.8	8.05	1 200	820	15.4	12 000	15 000	8 700	7 200	60/32	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	65	17	1	0.5	20.7	11.6	2 110	1 190	13.6	11 000	12 000	8 400	7 100	62/32	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	75	20	1.1	0.5	29.8	16.9	3 050	1 730	13.1	9 500	11 000	7 700	6 500	63/32	ZZ	LLB	LLH	LLU			
35	47	7	0.3	0.3	4.90	4.05	500	410	16.4	13 000	16 000	—	7 600	6807	ZZ	LLB	—	LLU			
	55	10	0.6	0.5	9.55	6.85	975	695	15.8	12 000	15 000	—	7 100	6907	ZZ	LLB	—	LLU			
	62	9	0.3	—	11.7	8.20	1 190	835	15.6	12 000	14 000	—	—	16007	—	—	—	—			
	62	14	1	0.5	16.0	10.3	1 630	1 050	14.8	12 000	14 000	8 200	6 800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	72	17	1.1	0.5	25.7	15.3	2 620	1 560	13.8	9 800	11 000	7 600	6 300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	80	21	1.5	0.5	33.5	19.1	3 400	1 950	13.1	8 800	10 000	7 300	6 000	6307	ZZ	LLB	LLH	LLU			
	100	25	1.5	—	55.0	31.0	5 600	3 150	12.3	7 800	9 100	—	—	6407	—	—	—	—			




Bore dia. mm	Part number	Boundary dimensions mm									Nominal bolt dia.	Insert bearing number	Basic dynamic rated load kN Cr	Basic static rated load kN Cor	Housing part number	Mass kg (Ref.)
		L	J	A ₂	A ₁	A	N	A ₀	B	S						
12	UCFG201D1	86	64	15	11	25.5	12	33.3	31	12.7	M10	UC201D1	12.8	6.65	FG204D1	0.7
15	UCFG202D1											UC202D1				
17	UCFG203D1											UC203D1				
20	UCFG204D1											UC204D1				
25	UCFG205D1	95	70	16	13	27		35.7	34	14.3		UC205D1	14.0	7.85	FG205D1	0.8
30	UCFG206D1	108	83	18		31		40.2	38.1	15.9		UC206D1	19.5	11.3	FG206D1	1.0
35	UCFG207D1	117	92	19	15	34	14	44.4	42.9	17.5	M12	UC207D1	25.7	15.3	FG207D1	1.4

ANEXO 3. Catálogo de chumaceras NTN, pág. 5

6 - Potencias y pares nominales (reductores)

6 - Puissances et moments de torsion nominaux (réducteurs)

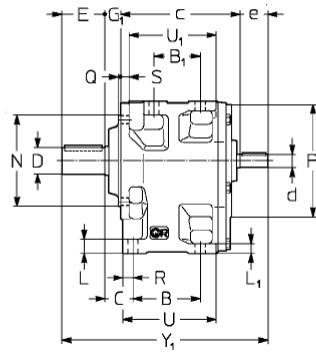


		Tamaño reductor - Taille réducteur															
n_{N2}	n_1	i_N	P_{N2} kW M_{N2} daN m ... //														
			32	40	50	51	63	64	80	81	100	101	125	126	140	160	180
90	710	8	0,321 2/8,12	0,69 2/7,61	1,38 2/8,13	1,89 2/8,13	2,93 2/8,05	3,46 2/8,05	6,2 2/7,64	7,3 2/7,64	11,5 2/8,11	14,9 2/8,03	23,3 2/8,03	27,8 2/8,03	-	61 2/8,12	61* 2/8,43
	560	6,3	0,329 2/6,33	0,56 2/6,08	1,1 2/6,52	1,42 2/6,52	2,3 2/6,36	2,76 2/6,36	4,81 2/6,1	5,8 2/6,1	9,3 2/6,5	11,2 2/6,5	18,5 2/6,35	21,8 2/6,35	-	44,7 2/6,34	-
80	1 200	15	-	0,52 2/4,62	1,2 2/4,62	1,9 2/4,62	2,51 2/4,64	3,04 2/4,64	5,3 2/4,57	6,5 2/4,57	10 2/4,63	13,5 2/4,63	21,2 2/4,52	27,5 2/4,52	38,2 2/4,55	53 2/4,59	71* 2/4,16
	1 000	12,5	0,25 2/13,5	0,56 2/13	1,24 2/12,5	1,7 2/12,5	2,55 2/12,7	3,33 2/12,7	4,98 2/13	6,5 2/13	10,3 2/12,5	13,6 2/12,5	20,3 2/12,7	26,4 2/12,7	36,6 2/12,9	55 2/12,1	60 2/12,5
	800	10	0,27 2/10,8	0,6 2/9,76	1,21 2/10,4	1,7 2/10,4	2,52 2/10,5	3,38 2/10,5	5,4 2/9,79	7,2 2/9,79	10,1 2/10,4	13,6 2/10,4	20,1 2/10,4	26,9 2/10,4	33,1 2/10,4	50 2/10,7	69 2/10,8
	630	8	0,287 2/8,12	0,62 2/7,61	1,23 2/8,13	1,68 2/8,13	2,62 2/8,05	3,07 2/8,05	5,5 2/7,64	6,5 2/7,64	10,3 2/8,11	13,3 2/8,11	20,8 2/8,03	24,7 2/8,03	-	54 2/8,12	55 2/8,43

ANEXO 4. Catálogo de reductor Coaxial Marca ROSSI

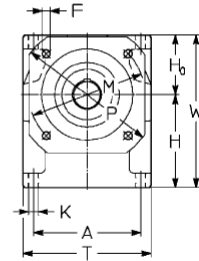
7 - Ejecuciones, dimensiones, formas constructivas y cantidades de lubricante

7 - Exécutions, dimensions, positions de montage et quantités de lubrifiant



R 2I, 3I 50 ... 180

UT 26



Ejecución normal

Forma constructiva B3, B6, B7, B8, V5, V6

Exécution normale

Position de montage B3, B6, B7, B8, V5, V6

UC2A

Tam. Taille	A	B	C	c	D Ø	E	d Ø	Y ₁	d Ø	Y ₁	d Ø	Y ₁	F Ø	G ₁	H h ₁₁	H ₂ h ₁₁	K Ø	L	L ₁	M Ø	N h ₆	P Ø	P ₁ Ø	R	S	T	U	U ₁	W ₁	Masa Masse kg	
		B ₁					e h ₁ ≤ 12,5	R2l	e h ₁ ≥ 16		e h ₁ ≤ 80	R3l	e h ₁ ≥ 100								Q ₂ 3,5										
50 51	124	76 52	30,5	138	24 28	42 50	14 30	234 226	14 30	234 226	11 23	227 219	11 23	227 219	9,5	16	106	71	11,5	17	12	130	110 3,5	140	13,5	10	148	110	100	177	12
63 64	153	96 66	36,5	168	32 38	58 40	19 40	285 16	30	275 14	30	275 14	27,5	11,5	19	132	85	14	20	14	165	130 3,5	200	160	16	12	182	136	124	217	20
80 81	192	123 87	43	208	38 48	80 50	24 40	360 350	19 40	350 19	40	350 16	30	340	14	22	160	106	16	24	17	215	180 250 4	200	19	14	226	171	157	266	35
100 101	240	160 119	51,5	253	48 55	82 60	28 50	422 412	24 50	412 24	50	412 19	40	402	14	27	195	132	18	28,5	20	265	230 300 4	250	22,5	16	280	214	198	327	62
125 126	297	200 151	59	311 ⁴⁾	60 70	105 80	32 80	526 32	80	526 28	60	502 24	50	492	18	30	236	160	22	35	25	300	250 350 5	300	26,5	19	345	264	245	396	110
140	297	218 169	59	329 ⁴⁾	80	130	32 80	569 32	80	569 28	60	545 24	50	535	18	30	250 ¹⁾	160 ¹⁾	22	35	25	300	250 350 5	300	26,5	19	345	282	263	410	123
160	373	250 191	68,5	385 ⁴⁾	90	130	42 110	659 42	110	659 32	80	623 32	80	623	22	34	295 ²⁾	200 ²⁾	27	42	30	400	350 450 5	400	31,5	22	430	326	304	495	195
180	373	275 216	68,5	410 ⁴⁾	100	165	42 110	719 42	110	719 32	80	683 32	80	683	22	34	315 ²⁾	200 ²⁾	27	42	30	400	350 450 5	400	31,5	22	430	351	329	515	260

- 1) Para el árbol rápido la cota H es -15 mm, H₁ +15 mm.
2) Para el árbol rápido la cota H es -8 mm, H₁ +8 mm.
3) Para el árbol rápido la cota H es -29 mm, H₁ +29 mm.
4) Para R 3I la cota c es -4 mm (tam. 125 ... 140), -6 mm (tam. 160 y 180).

- 1) Pour l'arbre rapide la cote H est -15 mm, H₁ +15 mm.
2) Pour l'arbre rapide la cote H est -8 mm, H₁ +8 mm.
3) Pour l'arbre rapide la cote H est -29 mm, H₁ +29 mm.
4) Pour R 3I la cote c est -4 mm (tailles 125 ... 140), -6 mm (tailles 160 et 180).

ANEXO 5. Catálogo de reductor Coaxial Marca ROSSI

Gráfico de selección del perfil de correa

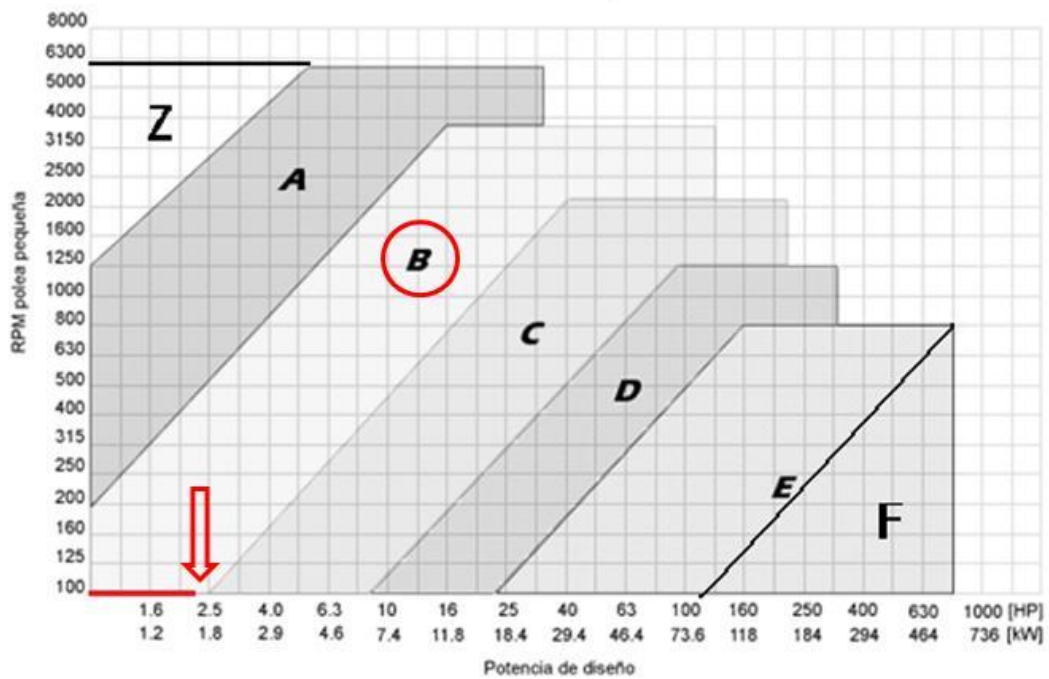


Tabla N° 6 Longitud primitiva nominal						
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
41	1066	1075	1086	-	-	-
42	1092	1106	1100	-	-	-
43	1117	1134	1140	-	-	-
44	1143	1153	1156	1191	-	-
45	1168	1186	1184	1217	-	-
46	1193	1199	1204	1242	-	-
47	1219	1232	1237	1267	-	-
48	1244	1262	1268	1293	-	-
49	1270	1280	1288	1318	-	-
50	1295	1306	1318	1344	-	-
51	1320	1330	1328	1357	-	-
52	1346	1354	1367	1394	-	-
53	1371	1381	1392	1429	-	-
54	1397	1405	1410	1442	-	-
55	1422	1429	1443	1460	-	-
56	1447	1459	1460	1497	-	-
57	1473	1492	1491	1527	-	-
58	1498	1507	1512	1550	-	-
59	1524	1532	1541	1576	-	-
60	1549	1556	1556	1598	-	-
61	-	1584	1601	1623	-	-

Tabla Nº 2 - Sección B		Prestación Base (en HP)																				Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
Nº R.P.M. De la polea menor	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																														
	117	122	127	132	137	142	147	152	157	162	166	173	178	183	188	193	198	203	1.00	1.02	1.05	1.09	1.13	1.19	1.26	1.35	1.52	2.00			
																			1.01	1.04	1.08	1.12	1.18	1.24	1.34	1.51	1.99	sobre			
870	1.74	1.93	2.12	2.31	2.49	2.68	2.87	3.05	3.24	3.42	3.60	3.79	3.97	4.15	4.33	4.50	4.68	4.86	0.00	0.04	0.09	0.13	0.17	0.21	0.26	0.30	0.34	0.38			
1160	2.12	2.36	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.03	4.26	4.49	4.72	4.94	5.17	5.39	5.61	5.83	6.05	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51			
1750	2.72	3.06	3.39	3.72	4.05	4.37	4.69	5.01	5.32	5.62	5.92	5.92	6.22	6.51	6.80	7.08	7.36	7.90	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69	0.77			
200	0.57	0.62	0.67	0.72	0.77	0.82	0.87	0.92	0.97	1.02	1.07	1.12	1.17	1.22	1.27	1.32	1.36	1.41	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09			
400	0.97	1.07	1.16	1.26	1.35	1.45	1.54	1.64	1.73	1.82	2.91	2.01	2.10	2.19	2.28	2.37	2.47	2.56	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18			
600	1.32	1.46	1.60	1.73	1.87	2.01	2.14	2.28	2.41	2.54	2.68	2.81	2.94	3.07	3.20	3.33	3.46	3.59	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26			
800	1.63	1.81	1.99	2.16	2.34	2.51	2.69	2.86	3.03	3.20	3.37	3.54	3.71	3.88	4.05	4.21	4.38	4.54	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.35			
1000	1.91	2.13	2.34	2.56	2.77	2.98	3.19	3.40	3.61	3.81	4.02	4.22	4.42	4.62	4.82	5.02	5.22	5.41	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.39	0.44			
1200	2.17	2.42	2.67	2.92	3.16	3.41	3.65	3.89	4.13	4.37	4.60	4.84	5.07	5.30	5.52	5.75	5.98	6.20	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53			








ANEXO 7. Catálogo Correas Dunlop, pág. 32

TABLA Nº 4 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DE LA LONGITUD DE LA CORREA						
Tabla Nº 4		Sección de la correa				
Longitud correa	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-

ANEXO 8. Catálogo de correas Dunlop pág. 38

TABLA N° 5 - FACTOR DE CORRECCION EN FUNCION DEL ARCO DE CONTACTO		
Tabla N° 5	Factor de corrección	
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82
147°	0.91	0.83
144°	0.90	0.83

ANEXO 9. Catálogo Dunlop, pág. 39

Table 8-11						
Clases métricas de propiedades mecánicas de los tornillos de acero, tornillos y tacos						
Propiedad Clases	Tamaño Rango Inclusive	Mínimo de elasticidad MPa	Resistencia a la tracción mínimo MPa	Límite elástico mínimo MPa	Material	Cabezal de Marcado
4.6	M5-M36	225	400	240	carbón bajo o medio	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	carbón bajo o medio	
5.8	M5-M24	380	520	420	carbón bajo o medio	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	contenido medio de carbono, Q&T	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	contenido medio de carbono, Q&T	
10.9	M5-M36	830	1040	940	martensita de bajo carbono, Q&T	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	aleación, Q&T	

ANEXO 10. Diseño en Ingeniería Mecánica, Shygly, 8 Ed. Pág. 423

Table 8-1

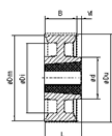
Diámetro y zonas
de paso grueso
rosas de paso
fino y métricas

Diámetro nominal mayor d mm	Grosor de long.de la serie			De paso fino de la serie		
	Long. p mm	Tensión de tracción Area A_t mm ²	Diámetro menor Area A_r mm ²	Long. p mm	Tensión de tracción Area A_t mm ²	Diámetro menor Area A_r mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020

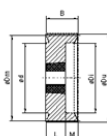


SPA

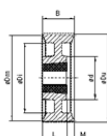
Dm 200 - 400



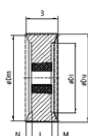
Type 2



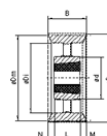
Type 4



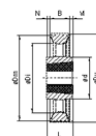
Type 5



Type 7



Type 8



Type 9

Code	Dm	Grooves	Pulley	Bush	Bore	Du	B	d	L	Di	M	N	Unbalance	Weight	Matr.
EDB	mm	no.	type	type	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	gcm (max)	kg	DIN1691/93
52 0200 01	200	1	2 ▲	2012	14-50	205,5	20	84	32	168	12,0	-	8,3	1,6	GGG 60
52 0200 02	200	2	2 ▲	2517	16-60	205,5	35	102	45	168	10,0	-	13,1	2,5	GGG 60
52 0200 03	200	3	5 ▲	2517	16-60	205,5	50	102	45	172	5,0	-	14,4	2,7	GGG 60
52 0200 04	200	4	5 ▲	3020	25-75	205,5	65	125,5	51	172	14,0	-	20,3	3,8	GGG 60
52 0200 05	200	5	8 ▲	3020	25-75	205,5	80	125,5	51	172	14,5	14,5	21,9	4,1	GGG 60
52 0200 06	200	6	8 ▲	3020	25-75	205,5	95	125,5	51	172	22,0	22,0	25,1	4,7	GGG 60
52 0224 01	224	1	9 ▲	2012	14-50	229,5	20	84	32	193	6,0	6,0	10,5	1,8	GGG 60
52 0224 02	224	2	9 ▲	2517	16-60	229,5	35	102	45	193	5,0	5,0	15,5	2,6	GGG 60
52 0224 03	224	3	8 ▲	2517	16-60	229,5	50	102	45	198	2,5	2,5	17,9	3,0	GGG 60
52 0224 04	224	4	8 ▲	3020	25-75	229,5	65	125,5	51	198	7,0	7,0	23,9	4,0	GGG 60
52 0224 05	224	5	8 ▲	3020	25-75	229,5	80	125,5	51	198	14,5	14,5	26,9	4,5	GGG 60
52 0224 06	224	6	8 ▲	3020	25-75	229,5	95	125,5	51	198	22,0	22,0	29,9	5,0	GGG 60
52 0250 01	250	1	9 ▲	2012	14-50	255,5	20	84	32	218	6,0	6,0	12,7	1,9	GGG 60
52 0250 02	250	2	9 ▲	2517	16-60	255,5	35	102	45	218	5,0	5,0	19,3	2,9	GGG 60
52 0250 03	250	3	8 ▲	2517	16-60	255,5	50	102	45	222	2,5	2,5	22,0	3,3	GGG 60
52 0250 04	250	4	8 ▲	3020	25-75	255,5	65	125,5	51	222	7,0	7,0	30,0	4,5	GGG 60
52 0250 05	250	5	8 ▲	3020	25-75	255,5	80	125,5	51	224	14,5	14,5	33,3	5,0	GGG 60
52 0250 06	250	6	8 ▲	3020	25-75	255,5	95	125,5	51	224	22,0	22,0	37,3	5,6	GGG 60
52 0280 01	280	1	9 ▲	2012	14-50	285,5	20	84	32	248	6,0	6,0	15,7	2,1	GGG 60
52 0280 02	280	2	9 ▲	2517	16-60	285,5	35	102	45	248	5,0	5,0	24,3	3,3	GGG 60
52 0280 03	280	3	8 ▲	2517	16-60	285,5	50	102	45	254	2,5	2,5	26,9	3,6	GGG 60
52 0280 04	280	4	8 ▲	3020	25-75	285,5	65	125,5	51	254	7,0	7,5	36,2	4,9	GGG 60
52 0280 05	280	5	8 ▲	3525	35-100	285,5	80	150	65	254	7,5	7,0	51,5	6,9	GGG 60
52 0280 06	280	6	8 ▲	3525	35-100	285,5	95	150	65	245	15,0	15,0	58,2	7,8	GGG 60
52 0315 01	315	1	9 ▲	2012	14-50	320,5	20	84	32	283	6,0	6,0	20,2	2,4	GGG 60
52 0315 02	315	2	9 ▲	2517	16-60	320,5	35	102	45	283	5,0	5,0	29,4	3,5	GGG 60
52 0315 03	315	3	9 ▲	3020	25-75	320,5	50	125,5	51	288	0,5	0,5	39,5	4,7	GGG 60
52 0315 04	315	4	8 ▲	3020	25-75	320,5	65	125,5	51	288	7,0	7,0	46,2	5,5	GGG 60
52 0315 05	315	5	8 ▲	3525	35-100	320,5	80	150	65	288	7,5	7,5	67,2	8,0	GGG 60
52 0315 06	315	6	8 ▲	3525	35-100	320,5	95	150	65	288	15,0	15,0	74,8	8,9	GGG 60
52 0355 01	355	1	9 ▲	2012	14-50	360,5	20	84	32	323	6,0	6,0	29,3	3,1	GGG 60
52 0355 02	355	2	9 ▲	2517	16-60	360,5	35	102	45	323	5,0	5,0	36,0	3,8	GGG 60
52 0355 03	355	3	9 ▲	3020	25-75	360,5	50	125,5	51	327	0,5	0,5	49,2	5,2	GGG 60
52 0355 04	355	4	8 ▲	3020	25-75	360,5	65	125,5	51	327	7,0	7,0	58,7	6,2	GGG 60
52 0355 05	355	5	8 ▲	3525	35-100	360,5	80	150	65	327	7,5	7,5	81,4	8,6	GGG 60
52 0355 06	355	6	8 ▲	3525	35-100	360,5	95	150	65	327	15,0	15,0	91,8	9,7	GGG 60
52 0400 01	400	1	9 ▲	2012	14-50	405,5	20	84	32	368	6,0	6,0	33,1	3,1	GGG 60
52 0400 02	400	2	9 ▲	2517	16-60	405,5	35	102	45	368	5,0	5,0	40,0	4,5	GGG 60
52 0400 03	400	3	8 ▲	3020	25-75	405,5	50	125,5	51	368	0,5	0,5	65,1	6,1	GGG 60
52 0400 04	400	4	8 ▲	3020	25-75	405,5	65	125,5	51	368	7,0	7,0	81,1	7,6	GGG 60
52 0400 05	400	5	8 ▲	3525	35-100	405,5	80	150	65	373	7,5	7,5	104,5	9,8	GGG 60
52 0400 06	400	6	8 ▲	3525	35-100	405,5	95	150	65	373	15,0	15,0	118,4	11,1	GGG 60

● Solid pulley

○ Plate pulley

× Arm pulley

▲ VTP Arm pulley

23-04-2007


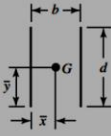
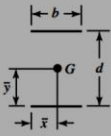
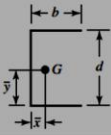
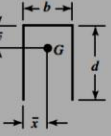
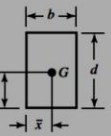
ANEXO 12. Catálogo kat_vtptaper(1).

Materiales de aporte sugeridos para la soldadura del acero inoxidable					
Metal de base	Electrodo recubierto AWS o nombre común	Electrodo desnudo y varilla - AWS o nombre común	Metal de base	Electrodo recubierto AWS o nombre común	Electrodo desnudo y varilla - AWS o nombre común
AISI (UNS)	AWS A5.4 (UNS)	AWS A 5.9 (UNS)	AISI (UNS)	AWS A5.4 (UNS)	AWS A 5.9 (UNS)
304 (S30400)	E 308 ⁽¹⁾ (W30810)	ER 308 ⁽¹⁾ (S30880)	20 MO-6 ⁽²⁾ (N08026)	(3)	(3)
304L (S30403)	E 308L (W30813)	ER 308L (S30883)	20Cb-3 ⁽²⁾ (N08020)	E 320LR (W88022)	ER 320LR (N08022)
309 (S30900)	E 309 ⁽¹⁾ (W30910)	ER 309 ⁽¹⁾ (S30980)	FUNDICIONES		
310 (S31000)	E 310 (W31010)	ER 310 (S31080)	TIPO ACI (UNS)	AWS A 5.4 (UNS)	AWS A5.9 (UNS)
316 (S31600)	E 316 ⁽¹⁾ (W31610)	ER 316 ⁽¹⁾ (S31680)	CF-8 (J92600)	E 308 ⁽¹⁾ (W30810)	ER 308 ⁽¹⁾ (S30880)
316L (S31603)	E 316L (W31613)	ER 316L (S31683)	CF-3 (J92500)	E 308L (W30813)	ER 308L (S30883)
317 (S31700)	E 317 ⁽¹⁾ (S31780)	ER 317 ⁽¹⁾ (S31780)	CF-8M (J92900)	E 316 ⁽¹⁾ (W31610)	ER 316 ⁽¹⁾ (S31680)
317L (S31703)	E 317L (W31713)	ER 317L (S31783)	CF-3M (J92800)	E 316L (W31613)	ER 316L (S31683)
317 LM (S31725)	(3)	(3)	CN-7M (J95150)	E 320 LR (W88022)	ER 320 LR (N08022)
321 (S32100)	E 347 (W34710)	ER 321 (S52180)	CK-3Mcu (S32154)	(3)	(3)
347 (S34700)	E 347 (W34710)	ER 347 (S34780)	CA-6NM (J91540)	E 410 NiMo (W41016)	ER 410 NiMo (S41086)

Fuente: ACERIND S.C. ³¹

ANEXO 13. Materiales de aporte sugeridos para la soldadura de acero inoxidable

³¹ Soldadura de los aceros inoxidables, Sección I: Para el soldador, Pág. 11

Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

Fuente: Shigley's Mechanical Engineering Design³²

ANEXO 14. Propiedades a la flexión de juntas soldadas a filete

³² Shigley's Mechanical Engineering Design Eighth Edition, pág. 473

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

MANUAL DE OPERACIÓN

Para operación este equipo se debe seguir los siguientes pasos:

1. Revisar que dentro del tanque circular no existan objetos los cuales puedan trabar la libre rotación de las paletas.
2. Prender el sistema de tal forma que las paletas giren libremente y a su vez encender el quemador.
3. Abrir la compuerta existente del tanque cilíndrico.
4. Una vez que se realiza los pasos anteriores se introduce los sub productos del faenamiento de los pollos (sangre y vísceras) para que estos sean cocinados.
5. Luego de introducir todos los sub productos se debe cerrar la compuerta, esto sin exceder del 60% al 75% del volumen total del cilindro (Aproximadamente 225 libras de sub productos).
6. Luego de 1 hora se procede a apagar el quemador.
7. Se cambia el sentido de giro de las paletas, éste se realiza para poder evacuar con mayor facilidad los sub productos.
8. Se procede a abrir la compuerta pequeña para que los sub productos sean depositados en un recipiente para el traslado y/o almacenamiento.
9. Una vez terminado la evacuación, se apaga por completo el digestor cooker para realizar una limpieza general.
10. Esto se repetirá cada vez que se necesite operar esta máquina.

MANUAL DE MANTENIMIENTO.

1. Antes de encender el equipo se debe realizar una inspección visual de todo su componente de tal forma que si existen anomalías se debe reportar inmediatamente al personal encargado del mantenimiento.
2. Se debe realizar un chequeo general de todo el mecanismo en busca de cables rotos, fugas, pernos sueltos, corto-circuitos, etc. Esto se realizará cada semestre como mantenimiento preventivo, el cual siempre se lo realizará.
3. Chequear el buen funcionamiento del quemador y en especial la calibración del mismo.
4. Engrasar en la chumacera y elementos giratorios los cuales no estén en contacto con sub productos a procesar.
5. Chequear la alineación de bandas entre las poleas y el motor reductor.
6. Revisar que no exista deformaciones o quemaduras de la estructura (Acero inox).

PROFORMAS

PROFORMAS



Estimado Sr. Chano

En atención a su gentil solicitud es un placer de cotizar lo siguiente:

Quemadores Industriales marca BALTUR para diesel modelo RINOX 35 L baja emision de NOx

Valor unitario USD 1.188.00 + 12% IVA

RINOX... L



Low NOx



TIEMPO DE ENTREGA: 4 a 6 semanas efectuado el pedido

FORMA DE PAGO: Cheque a favor de RETENA S.A. 50% AL PEDIDO Y 50% CONTRA ENTREGA

TIEMPO DE VALIDEZ: 10 Días a partir de la fecha

Mucho agradeceríamos recibir su pronta y favorable respuesta al contenido de la presente.

Muy atentamente

RETENA S.A.

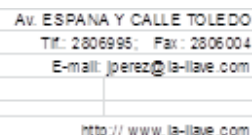
Mario Vladimir Moreno D.

Dpto. de Ventas

Tefl. 2240 - 668

Cel.08 732 46 69 - 09 732 68 16

email: mario.moreno@retena.ec



SEÑORES:		COTIZACION #:		099-05-11-JPT
ATENCION:	SR. CHANO			
REFERENCIA:	SU SOLICITUD			
FECHA:	18 DE OCTUBRE DEL 2011	TELF:		
"LA LLAVE S.A." se complace en presentar la siguiente oferta, según su requerimiento:				
ITEM	CANT.	UNID.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT. US\$ P. TOTAL US\$
1	1	UN	MOTOREDUCTOR MARCA: DODGE MOTOR: BALDOR POTENCIA: 2 HP VOLTAJE: MONOFASICO 110/220 V VELOCIDAD DE SALIDA: 106 RPM EJES EN LINEA	\$ 560,00 \$ 560,00
				SUBTOTAL: \$ 560,00
				+ 12% I.V.A. \$ 67,20
				TOTAL: \$ 627,20
NOTA: Si algún producto de la presente cotización es de Importación NO está sujeto a anulación ni a devolución.				
CONDICIONES DE LA OFERTA				
VALIDEZ OFERTA:	30 DIAS			
TIEMPO ENTREGA:	4 - 5 SEMANAS CONFIRMADO EL PEDIDO			
FORMA DE PAGO:	CREDITO 30 DIAS			
Atentamente,				
Ing. Jorge Antonio Perez				
DIVISION INDUSTRIAL				
E-mail: jperez@la-llave.com				
Web: www.la-llave.com				
Telefono: 593 7 2 806 995 / Cel: 097 700 842				



HIVIMAR S.A.
 Matriz: Av. J. Tarso Moreno Km. 2 1/2 y A. Frías - Casilla 09-01-6533
 Tel.: (593-4) 248.1100 - Fax: (593-4) 248.1199 - Guayaquil-Ecuador
 Internet: www.hivimar.com - Correo Electrónico: info@hivimar.com
 Contribuyente Especial: Resolución Nro. 6925 del 04.07.95
 RUC: 0990129185001



Empresa
 C.A.
 AV.LOS SHIRYS Y EL TELEGRAFO
 Quito

Vendedor: KLEBER OMAR DUQUE CALDERON
 Agente : Luis Israel Nina Orbe

Dirección de envío

ATENCIÓN: SR. CHANO

Oferta

Número/Fecha
 20081883 / 19.10.2011
 Número referencia/Fecha
 kdc / 18.10.2011
 Fecha de entrega
 19.10.2011
 N° de cliente

 Período de validez
 19.10.2011 bis 23.10.2011

Efectuamos las entregas según las condiciones siguientes:
 Condiciones de pago Dentro de 30 días sin deducción

Moneda ECS

Pesos (bruto/neto) - Volumen - Marca de selección

Material	Denominación	Cantidad	U.Med.	V.Unitario	Descuento	Subtotal
116759	NTN UC205 D1 rodaminetos	2	UND	11.27	6.76/30%	15.78
110431	NTN FC205 D1 soporte	2	UND	17.12	10.27/30%	23.97
Total posiciones						39.75
Total IVA 12,000 %						4.77
Total						44.52

TIEMPO ENTREGA:	4 - 5 SEMANAS CONFIRMADO EL PEDIDO				
FORMA DE PAGO:	CREDITO 30 DIAS				
Atentamente,					
Ing. Jorge Antonio Perez					
DIVISION INDUSTRIAL					
E-mail: jperez@la-llave.com					
Web: www.la-llave.com					
Tlfono: 593 7 2 806 995 / Cel: 097 700 842					
GUAYAQUIL-QUITO-CUENCA-MANTA-MACHALA-SANTO DOMINGO					



Estimado Sr. Chano

Nos es grato poder cotizarle el siguiente electrodo marca Messer tecnología Alemana.

CANTIDAD	PRODUCTO	PRECIO
----------	----------	--------

137.93 KG	ELECTRODO MG 309 - 16 X 1/8" (52NG)	\$ 23.00 /KG+IVA
-----------	--	------------------

ENTREGA: INMEDIATA

FORMA DE PAGO: contado

VALIDEZ DE OFERTA: 15 DIAS.

**STOCK SUJETO A VENTA PREVIA.
ESTOS PRECIOS PUEDEN VARIAR SIN AVISO
PREVIO.**

Saludos cordiales,

Ing. Jaime Arcos

SOLPAC SOLUCIONES INDUSTRIALES S.A.
 R.U.C.: 1792066107001

PROFORMA 0006570

SEÑORES:	DIRECCION TELEFONO:

FECHA:	SOLICITUD N°:	ATENCION:
20-Sep-11		

CANTIDAD	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
4	SELLOS MECANICOS PARA EJE DE 1 1/4" EN CARBON/CERAMICA/NITRIL TIPO 21.	17,00	68,00
		SUBTOTAL \$	68,00
		I.V.A. 0%	8,16
		TOTAL \$	76,16

 FRANKLIN RUIZ
 CL.038266406

 Vendedor: _____
 Firma y Sello

FORMA DE PAGO	RECIBIDO POR	TIEMPO DE ENTREGA	VALIDEZ DE OFERTA
CREDITO		2 DIAS LABORABLES	30 DIAS



RULIMANES, HERRAMIENTAS, MAQUINAS
RULHERMAQ CIA LTDA

PROFORMA

Quito, 19 de octubre del 2011

N° 00003994

Señores :

Atención : SR. CHANO

N° Req :

Presente .-

A continuación detallamos la siguiente proforma; esperando sea una alternativa en sus compras.

CANTIDAD	DETALLE	VALOR UNIT.	DESCTO.	VALOR TOTAL
1	ACERO INOX DE 1 1/2"	\$63.16		\$88.42

Atentamente.	VALIDEZ DE LA PROFORMA: 7 DIAS	Subtotal :	\$88.42
	CONDICIONES DE PAGO : 30 DIAS	Descuento:	\$0.00
	TIEMPO DE ENTREGA : 24H	Iva12 % :	\$10.61
KARLA SANDOVAL		Total :	\$99.03

Precios sujetos a cambio sin previo aviso, y sin compromiso de reservación de la mercadería en stock.

DIRECCION : AV. MARISCAL SUCRE #163 Y BERNARDO DE LEGARDA

TELEFONOS : 2536-534 / EXT 102

WEB : www.rulhermaq.com

E-MAIL :

CEFEIND

CENTRO FERRETERO INDUSTRIAL

Fecha: Quito, 18 de Octubre del 2011

PROFORMA

Empresa:

Atención: Sr. Chano

3082

A continuación detallamos la siguiente proforma, del material requerido por ustedes esperando sea la mejor alternativa.

ÍTEM	CANT.	DETALLE	V.Unt.	V. Total
1	1	Polea 320	35,10	35,10
2	1	Polea 160	33,50	33,50
3	2	O ring según muestra	0,17	0,34
4	88	Tornillo hexagonal 12x20mm	0,01	0,88
5	88	Tuercas de 12mm	0,47	41,36
Validez de la proforma:			SUBTOTAL	111,18
Condiciones de pago:			DESC.	
Tiempo de Entrega:			IVA 12%	13,34
			TOTAL	124,52

Precios sujetos a cambio sin previo aviso, y sin compromiso de reservación de la mercadería en stock.

Los precios no incluyen costos de transporte o flete

ATENTAMENTE

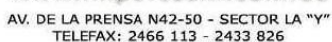
Danilo Arellano
VENTAS



Dirección: Pomasqui, Calle Guillermo Valdiviezo S 4-111 y 27 de Julio

Tel/Fax: 2351 445 2351-556 Cel: 096127403-096577318 E-mail: cefeind@hotmail.com

Quito- Ecuador



PROFORMA No : P0032152		FECHA: 19/Octubre/2011	
NOMBRE :			
DIRECCION :		TELF:032961-948	
FORMA DE PAGO:		DIAS: 30	

UNI	CANTIDAD	DESCRIPCION	P.UNITARIO %D TOTAL

UN	1.00	PCHA/INOX/304 3.0MM -I	361.61 5% 343.53
	0.00	ES TODO LO QUE DISPONGO	0.00 0% 0.00
	0.00	EN BODEGA:	0.00 0% 0.00
UN	1.00	PCHA/INOX/304 6.0MM -I	705.36 5% 670.09
	0.00		0.00 0% 0.00
MTR	1.40	AC/TRANS. 1.1/2" -I	16.07 5% 21.38
	0.00	TUBO SIN COSTURA	0.00 0% 0.00
MTS	2.50	TBO/HIERRO 3"INTERIOR	19.64 5% 46.65

SUBTOTAL:			1,138.57
DESCUENTO:			56.93
BASE IMPONIBLE:			1,081.64
12% IVA :			129.80
TOTAL :			1,211.44
SON: UN MIL DOSCIENTOS ONCE con 44/100			
CONDICIONES:			
ENTREGA INMEDIATA			
VALIDEZ DE LA OFERTA 8 DIAS			



Nº 00003199

N° Req :

A continuación detallamos la siguiente proforma; esperando sea una alternativa en sus compras.

Atentamente,	VALIDEZ DE LA PROFORMA : 7DIAS	Subtotal :	\$14,455.53
	CONDICIONES DE PAGO : 30 DIAS	Descuento:	\$0.00
	TIEMPO DE ENTREGA : 24H	Iva12 % :	\$1,734.66
KARLA SANDOVAL		Total :	\$16,190.19

Precios sujetos a cambio sin previo aviso, y sin compromiso de reservación de la mercadería en stock.

TELEFONOS : 2536-534 / EXT 102
WEB : www.rulhermaq.com
E-MAIL : rulhermaq@cablemodem.com.ec

TABLAS